



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh šnekového dopravníku

Design of the screw conveyor

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2018

Marek PIVOŇKA

Studijní program: N2301 ŠTOJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jiří MRÁZEK, Ph.D.

Prohlášení:

Prohlašuji, že svou diplomovou práci „Návrh šnekového dopravníku“ jsem zpracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních pramenů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne 1. května 2018

Marek Pivoňka

Poděkování:

Rád bych touto cestou poděkoval Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za vedení diplomové práce, za odborné rady a cenné připomínky při jejím vypracování.

Anotační list

- Jméno autora: **Marek Pivoňka**
- Název DP: Návrh šnekového dopravníku
- Anglický název: Design of the screw conveyor
- Rok: 2018
- Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
- Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
- Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
- Vedoucí BP: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
- Konzultant: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
- Bibliografické údaje: počet stran: 86
počet obrázků: 61
počet tabulek: 9
počet příloh: 2
- Klíčová slova: šnek, šnekový dopravník, dřevní štěpka, šroubový spoj, tvrdonávarový materiál
- Keywords: scroll, screw conveyor, woodchips, screw, composite material
- Anotace: Obsahem této diplomové práce je kompletní návrh šnekového dopravníku pro energetický průmysl na základě zadaných hodnot. Tento dopravník bude schopen dopravovat materiál maximální frakce 6 mm do vzdálenosti 3 m s dopravním výkonem $40\,000\text{ kg/h}$. Vzhledem k vysokému namáhání na otěr budou vybrané části žlabu a šnekovnice dopravníku vytvořeny ze speciálního kompozitního tvrdonávarového materiálu o tvrdosti 62 HRC . Obsahem práce budou také kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů, které jsou důležité vzhledem k bezproblémovému chodu dopravníku. Jedním z hlavních cílů bylo zkonstruování takového dopravníku, který bude mít snadnou údržbu a v případě potřeby bude samotný šnek demontovatelný.
- Abstract: The content of this diploma thesis is a complete design of the screw conveyor for the energy industry based on the given values. This conveyor will be able to transport material with a maximum fraction of 6 mm up to a distance of 3 m with a transport capacity of $40000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Due to the high wear resistance, selected sections of the conveyor groove and conveyor will be made of a special 62 HRC hardened composite material. This thesis also includes control calculations of selected parts, which are important for the trouble-free operation of the conveyor. One of the main goals was to construct an easy to maintain and demountable conveyor.

Obsah

1. Úvod.....	1
2. Teoretická část diplomové práce	3
2.1. Šnekový dopravník	3
2.2. Základní členění šnekových dopravníků	4
2.3. Hlavní části šnekového dopravníku	6
2.3.1. Šnek	6
2.3.2. Žlab	8
2.3.3. Pohon	10
2.4. Dopravované materiály	10
2.4.1. Součinitel plnění	11
2.5. Základní výpočty	12
2.5.1. Výpočet objemového dopravního výkonu	12
2.5.2. Střední dopravní rychlost materiálu	13
2.5.3. Výpočet příkonu elektromotoru	13
2.5.4. Axiální síla	13
2.5.5. Hmotnost šneku.....	14
2.5.5.1. Hmotnost šnekové trubky.....	14
2.5.5.2. Hmotnost šnekovnice	14
2.6. Výrobci.....	16
2.7. Šnekový dopravník s plnou středovou osou	17
2.8. Spirální bezosý šnekový dopravník	18
2.9. Šnekové dopravníky v bioplynových stanicích.....	19
2.10. Patenty	20
2.10.1. Šnekový dopravník s těsněním protitlaku	20
2.10.2. Šnekový dopravník k vynášení třísek	21
2.10.3. Šnekový dopravník pro dopravu sypkých radioaktivních materiálů	24
3. Praktická část.....	26
3.1. Výpočty základních parametrů šnekového dopravníku.....	26
3.1.1. Dopravní výkon.....	26
3.1.2. Velký průměr šnekovnice	27
3.1.3. Skutečný dopravní výkon	28
3.1.4. Nosná osa šneku.....	28
3.1.5. Výsledný tvar šnekovnice	28
3.1.6. Výpočet střední dopravní rychlosti.....	29

3.1.7. Příkon elektromotoru	30
3.1.8. Výpočet axiální síly	31
3.2. Volba elektromotoru	32
3.3. Výsledná podoba šneku	34
3.4. Kontrolní výpočty šneku	35
3.4.1. Výpočet hmotnosti šnekové trubky	35
3.4.2. Výpočet hmotnosti šnekovnice	36
3.4.3. Výpočet hmotnosti šneku	37
3.4.4. Výpočet maximálního ohybového momentu	37
3.4.5. Výpočet bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu použitého materiálu	39
3.4.6. Výpočet maximálního průhybu osy šneku	40
3.5. Návrh žlabu dopravníku	42
3.6. Čelní plech dopravníku	44
3.6.1. Výpočet posuvu a napětí metodou konečných prvků	45
3.6.2. Kontroly pevnosti šroubového spoje	48
3.6.2.1. Statická kontrola pevnosti šroubového spoje	49
3.6.2.2. Dynamická kontrola pevnosti šroubového spoje	56
3.7. Hřídele šneku	59
3.7.1. Výstupní hřídel	60
3.7.2. Vstupní hřídel	61
3.7.2.1. Kontrola těsných per na otlačení	62
3.7.2.2. Kontrola vstupního hřídele na krut	63
3.7.2.3. Výpočet natočení vstupního hřídele	65
3.8. Volba ložisek	65
3.8.1. Ložisko výstupního hřídele	66
3.8.2. Ložiska vstupního hřídele	68
3.9. Ložiskové domky	71
3.9.1. Uložení ložiska výstupního hřídele	72
3.9.2. Uložení ložisek vstupního hřídele	74
3.10. Horní víko šnekového dopravníku	76
4. Závěr	79
Použitá literatura	82
Seznam obrázků	84
Seznam tabulek	86
Seznam příloh	86

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{max}	[mm]	maximální velikost dopravovaných částic
c_H	[–]	korekční součinitel
c_m	[N.mm ⁻¹]	konstanta tuhosti matice
c_{n1}	[N.mm ⁻¹]	konstanta tuhosti náhradní přitěžované části trubky
c_{n2}	[N.mm ⁻¹]	konstanta tuhosti náhradní odlehčované části trubky
c_p	[N.mm ⁻¹]	konstanta tuhosti podložky
c_s	[N.mm ⁻¹]	konstanta tuhosti šroubu
c_{s1}	[N.mm ⁻¹]	konstanta tuhosti hladkého dříku šroubu
c_{s2}	[N.mm ⁻¹]	konstanta tuhosti závitové části šroubu
c_1	[N.mm ⁻¹]	konstanta tuhosti přitěžovaných součástí
c_2	[N.mm ⁻¹]	konstanta tuhosti odlehčovaných součástí
C_r	[kN]	dynamická únosnost ložiska
d	[m]	vnější průměr středové osy šneka
d_H	[m]	průměr hřídele motoru
d_k	[m]	nejmenší průměr vstupního hřídele
d_{\S}	[mm]	velký průměr závitu šroubu
$d_{\S r}$	[mm]	malý průměr dosedací plochy hlavy šroubu
d_t	[mm]	vnitřní průměr osy šneku
d_2	[mm]	střední průměr závitu
d_3	[mm]	průměr jádra závitu
D	[m]	teoretický vnější průměr šnekovnice
D_{\S}	[m]	velký průměr šnekovnice
$D_{\S r}$	[mm]	vnější průměr dosedací plochy hlavy šroubu
D_1	[mm]	malý průměr matice
e	[–]	koeficient soudečkového ložiska
E	[N.mm ⁻²]	modul pružnosti ocele v tahu
f	[–]	součinitel tření
f_m	[–]	součinitel tření

f_{TM}	[–]	součinitel tření ve stykové ploše pod maticí
f'	[–]	součinitel tření v závitě
F	[N]	síla vyvolaná vlastní tíhou
F_a	[N]	axiální síla šneka
F_{a1}	[N]	síla působící na jeden šroub
F_{Az}	[N]	velikost reakce v podpoře A ve směru z
F_{Bx}	[N]	velikost reakce v podpoře B ve směru x
F_{Bz}	[N]	velikost reakce v podpoře B ve směru z
F_D	[N]	doplňková „jednotková“ síla
F_r	[kN]	radiální síla v ložisku
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
G	[N.mm ⁻²]	modul pružnosti ocele ve smyku
h	[m]	výška pera
h_D	[m]	převýšení dopravníku
H_1	[mm]	nosná výška závitu
i	[–]	převodový poměr elektromotoru
i_ξ	[–]	počet chodů závitu
I	[A]	proud elektromotoru
J	[m ⁴]	kvadratický moment průřezu
J_P	[m ⁴]	polární kvadratický moment průřezu
k	[–]	bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti
k_{dyn}	[–]	výsledný součinitel dynamické bezpečnosti
k_s	[–]	součinitel statické bezpečnosti šroubu
k_σ	[–]	dynamický součinitel bezpečnosti
k_τ	[–]	dynamická bezpečnost ve smyku
l_a	[m]	funkční délka pera
l_d	[mm]	délka hladkého dřívku šroubu
l_z	[mm]	délka závitové části šroubu
l_h	[m]	délka počítaného hřídele na krut
l_m	[mm]	délka náhradní trubky matice

l_{n1}	[mm]	délka náhradní trubky plechů přitěžované části
l_{n2}	[mm]	délka náhradní trubky plechů odlehčované části
l_p	[mm]	délka náhradní trubky podložky
l_{ξ}	[m]	délka šnekovnice na ose šneku
l_v	[m]	dopravovaná vzdálenost
l_z	[mm]	délka závitu šroubu do půlky výšky matice
L	[m]	délka trubky šneka
L_s	[m]	střední délka závitu
L_{10h}	[h]	životnost ložiska
m_c	[kg]	celková hmotnost šneka
$m_{c\check{s}}$	[kg]	celková hmotnost soustavy šneka
m_{ξ}	[kg]	celková hmotnost šnekovnice
$m_{\xi 1}$	[kg]	hmotnost jednoho listu šnekovnice
m_t	[kg]	celková hmotnost trubky
m_1	[kg]	hmotnost jednoho metru trubky
M	[N.m]	hnací moment na hřídeli šneka
M_K	[N.mm]	moment potřebný pro vznik osového předpětí Q_o
M_{KK}	[N.mm]	utahovací moment na momentovém klíči
M_{Omax}	[N.m]	maximální ohybový moment
M_{TM}	[N.mm]	třecí moment pod maticí
M_v	[N.m]	výstupní krouticí moment elektromotoru
n	[s ⁻¹]	otáčky šneka
n_j	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky elektromotoru
n_{ξ}	[—]	počet šroubů
n_v	[min ⁻¹]	výstupní otáčky z převodovky
p	[—]	koeficient ložiska volený dle styku valivých těles
p_D	[MPa]	maximální dovolený tlak na peru
p_H	[MPa]	měrný tlak pod hlavou šroubu
p_p	[MPa]	tlak na peru
p_{zdov}	[MPa]	dovolená hodnota měrného tlaku v závitech

p_{zo}	[MPa]	měrný tlak v závitech matice
p_{z1}	[MPa]	měrný tlak v závitech od maximální síly ve šroubu
p_1	[MPa]	tlak pera na hřídeli motoru
p_2	[MPa]	tlak pera na vstupním hřídeli
P	[kW]	výkon elektromotoru
P_D	[W]	příkon dopravníku
P_d	[kW]	příkon elektromotoru
P_{dv}	[kW]	navýšený příkon
P_r	[kN]	ekvivalentní statické zatížení
P_s	[mm]	hrubá rozteč závitu
q	[N.m ⁻¹]	rovnoměrné liniové zatížení vyvolané vlastní tíhou
Q	[m ³ .h ⁻¹]	skutečný dopravní výkon
Q_o	[N]	osové předpětí
Q_v	[m ³ .h ⁻¹]	dopravní výkon
Q_{v1}	[m ³ .h ⁻¹]	dopravní výkon se zvoleným průměrem
Q_{v2}	[m ³ .h ⁻¹]	skutečný dopravní výkon se zvoleným průměrem
Q_1	[N]	maximální hodnota vnitřní síly
Q_{1a}	[N]	amplituda vnitřního pulzujícího cyklu
Q_{1m}	[N]	střední hodnota vnitřní síly
R_e	[N.mm ⁻²]	mez kluzu použitého materiálu
$R_{p0,2}$	[N.mm ⁻²]	smluvní mez kluzu materiálu šroubu
R_s	[m]	účinný poloměr šnekovnice
s	[m]	stoupání šnekovnice
S_d	[mm ²]	průřez dřívku šroubu
S_m	[mm ²]	průřez náhradní trubky matice
S_n	[mm ²]	průřez náhradní trubky spojovaných plechů
S_p	[mm ²]	průřez náhradní trubky podložky
S_z	[mm ²]	průřez závitové části šroubu
t	[m]	tloušťka listů šnekovnice
U	[V]	napětí elektromotoru

v	$[m.s^{-1}]$	střední dopravní rychlost
V_z	$[m^3]$	objem jednoho listu šnekovnice
w	$[-]$	globální součinitel odporu
W	$[m]$	maximální průhyb šneku vyvolaný vlastní tíhou
W_o	$[m^3]$	modul průřezu trubky v ohybu
W_k	$[m^3]$	průřezový modul v krutu
x	$[m]$	obecná vzdálenost od podpory
Y_1	$[-]$	koeficient ložiska
Y_2	$[-]$	koeficient ložiska
z	$[-]$	počet nosných závitů
Z	$[-]$	počet závitů šnekovnice
α	$[^\circ]$	úhel stoupání šnekovnice
β	$[^\circ]$	úhel sklonu profilu závitu
γ	$[kg.m^{-3}]$	objemová hmotnost dopravovaného materiálu
γ_s	$[^\circ]$	úhel stoupání závitu
η	$[\%]$	účinnost elektromotoru
ρ	$[kg.m^{-3}]$	hustota ocele
ρ_{TM}	$[mm]$	střední poloměr dosedací plochy pod maticí
σ_a	$[N.mm^{-2}]$	amplituda napětí vnitřního pulzujícího cyklu
$\sigma_{c(-1)}$	$[N.mm^{-2}]$	mez únavy při souměrně střídavém cyklu zatěžování
$\sigma_{c(-1)}^*$	$[N.mm^{-2}]$	mez únavy pro souměrně střídavý cyklus pro součást s vrubem
σ_m	$[N.mm^{-2}]$	střední hodnota napětí vnitřního pulzujícího cyklu
σ_{Q_0}	$[N.mm^{-2}]$	napětí od montážního předpětí
σ_{Q_1}	$[N.mm^{-2}]$	tahové napětí šroubu od maximální vnitřní síly
σ_{red}	$[N.mm^{-2}]$	redukováné napětí v ohybu dle τ_{max}
σ_{red_s}	$[N.mm^{-2}]$	redukováné napětí pro kombinaci tah + krut dle HMH
τ	$[N.mm^{-2}]$	smykové napětí vnesené do šroubu momentovým klíčem
τ_{Dk}	$[N.mm^{-2}]$	dovolené napětí v krutu

τ_k	$[N \cdot mm^{-2}]$	napětí v krutu vstupního hřídele
τ_{ks}	$[N \cdot mm^{-2}]$	dynamická mez kluzu ve smyku
φ	$[^\circ]$	třecí úhel
φ'	$[^\circ]$	úhel tření v závitě
ϕ	$[-]$	celkový součinitel snížení meze únavy
ψ	$[-]$	součinitel plnění šneka
ψ_σ^*	$[-]$	součinitel sbíhavosti

1. Úvod

Tématem této diplomové práce je kompletní návrh šnekového dopravníku spolu s kontrolními výpočty vybraných konstrukčních uzlů. Součástí návrhu je 3D model vytvořený pomocí softwaru Catia V5 R21.

Tento šnekový dopravník bude sloužit pro dopravu dřevní štěpky do spalovacího kotle uzpůsobeného na její spalování. K tomuto účelu se využívají energetické dřeviny, zejména rychle rostoucí japonský topol nebo vrba.

Dané téma jsem si zvolil zejména kvůli možnosti podílet se na vytváření reálného projektu, který by měl být následně vyroben a uveden do provozu. Velkou výzvou pro mě byl návrh kompletní dodávky šnekového dopravníku na základě zadaných údajů o dopravovaném výkonu, frakci dopravovaného materiálu a zástavbovém prostoru. Zároveň bylo důležité zvolit správnou technologii výroby a odolný materiál pro některé vysoce namáhané uzly.

Diplomová práce je rozdělena do dvou částí. První část, teoretická, obsahuje rešerši šnekových dopravníků. V této části rozebereme členění šnekových dopravníků a jejich základní části, mezi které patří žlab, šnek a pohon a uvedeme také některé přední české výrobce. Dalším zmíněným odvětvím jsou dopravované materiály, které můžeme dopravovat šnekovým dopravníkem a různé konstrukční modifikace šneku v závislosti na dopravovaném materiálu.

V této části budou také uvedeny vybrané výpočty, pomocí kterých navrhne základní rozměry dopravníku a dopravované množství materiálu na základě zadaných parametrů. Budou zde zmíněny také některé zajímavé patenty, které se vztahují na dopravu různých materiálů pomocí šnekového dopravníku.

V praktické části jsem dostal možnost zapojit svou kreativitu a cit pro řešení zadaného problému. Pro kompletní návrh dopravníku začínáme s výpočtem dopravního výkonu, ze kterého vychází rozměry šnekovnice, jako je její vnější a vnitřní průměr. Z těchto hodnot vypočteme rozměry nosné osy šneku a její potřebnou délku. Na základě vypočtených hodnot pro příkon elektromotoru zvolíme vhodný pohon dopravníku.

Součástí návrhu nosné osy šneku jsou také kontrolní výpočty, které zajistí správné dimenzování šneku vzhledem k mezním hodnotám jeho zatížení. Jedná

se o kontrolu na krut, ohyb a výpočet maximálního průhybu nosné osy, díky kterému následně navrhne výsledný tvar žlabu (koryta) šnekového dopravníku.

Jedním z dílčích úkolů je simulace pomocí metody konečných prvků v software Abaqus. Vybraným dílem pro tuto analýzu je čelní plech dopravníku, na kterém budou přišroubovány ložiskové domky. Skrz tyto domky bude šnekový dopravník působit axiální silou na čelní plech a bude mít snahu tento plech odtlačit od žlabu dopravníku, ke kterému bude přišroubován.

Důležitým faktorem pro bezproblémový provoz jsou ložiska, ve kterých je šnek uložen a jejich uložení v ložiskových domcích. U všech ložisek vypočteme jejich trvanlivost a následně zhodnotíme vhodnost jejich použití.

Z hlediska bezpečnosti a čistoty okolního prostředí volíme v praktické části vhodnou variantu vrchních plechů. Tyto plechy zajistí výše zmíněnou bezpečnost a čistotu okolí a zároveň bude otvor v jednom z krajních plechů sloužit jako násypka materiálu do prostoru dopravníku.

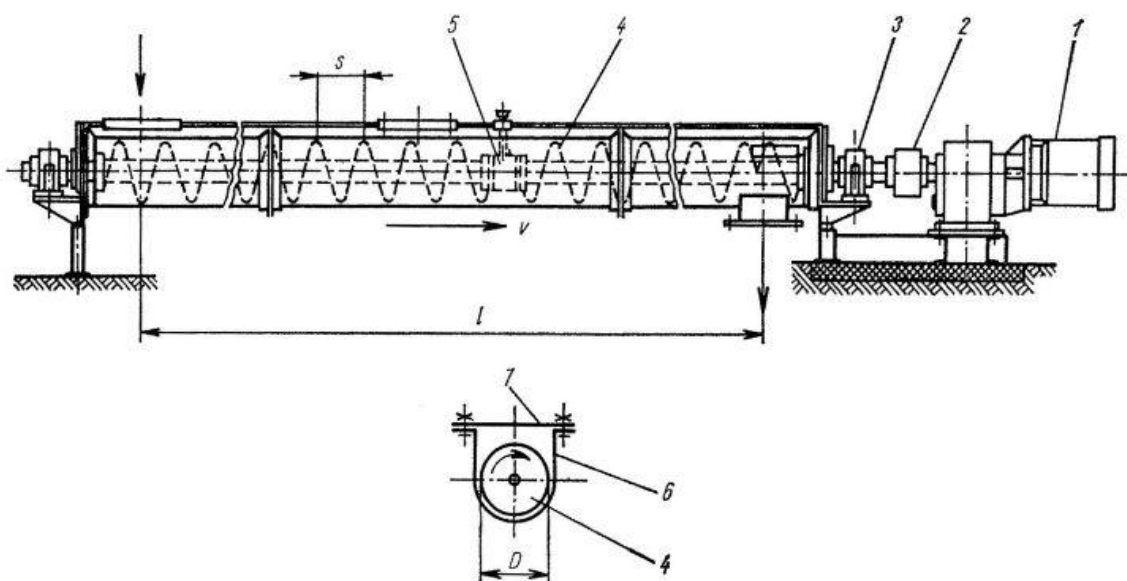
Grafickým výstupem bude sestavný výkres a 3D model plně funkčního šnekového dopravníku, pomocí kterého se následně mohou zkoušet různé simulace a případné modifikace.

2. Teoretická část diplomové práce

Teoretická část diplomové práce obsahuje základní údaje o šnekových dopravnících. Od jejich základních konstrukčních celků, přes materiály, které jsou schopny dopravovat až po jejich speciální úpravy.

2.1. Šnekový dopravník

Tento typ dopravníku přemísťuje materiál pomocí rotujícího šneka. Skládá se ze žlabu jako nosného orgánu, šneka a pohonu. Na obr. 1 můžeme schematicky vidět jednotlivé části dopravníku. Uvnitř žlabu je v jeho ose uložen šnek. Při rotaci šneku dochází k posouvání dopravovaného materiálu ve žlabu. Jejich jednoduchá konstrukce dává záruku spolehlivé funkce. Šnekové dopravníky se používají pro vodorovnou, šikmou a výjimečně svislou dopravu. Jsou vhodné pro dopravu řady materiálů, jako jsou materiály prašné, zrnité, drobně kusovité do maximální velikosti kusů 60 mm, částečně vlhké a vláknité v běžném provedení do sklonu 20°. Mohou plnit i technologické funkce, např. míchání, mytí, hnětení, ohřívání, chlazení. Používají se zejména v chemickém průmyslu, stavebním průmyslu, potravinářství a v elektrárnách na spalování uhlí či biomasy. Dopravované množství se u šnekových dopravníků pohybuje v rozmezí $1 \div 300 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, jejich délky dosahují až do 60 m. Otáčky šneku se zpravidla pohybují v rozmezí $0,2 \div 0,4 \text{ s}^{-1}$. Jejich dopravní rychlost nepřesahuje $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. [1]



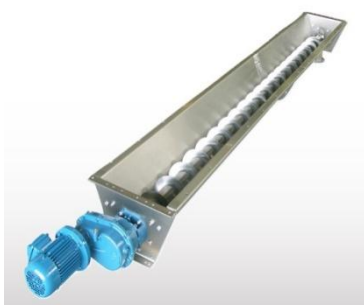
obr. 1.: Šnekový dopravník; 1 - hnací převodový elektromotor, 2 - spojka, 3 - ložisko, 4 - šnek, 5 - vodící ložisko, 6 - žlab, 7 - víko žlabu, [1]

2.2. Základní členění šnekových dopravníků

Šnekové dopravníky můžeme rozdělovat podle nejrůznějších kritérií od dopravovaného materiálu, přes směr dopravy až například po smysl stoupání. Níže si rozebereme čtyři základní rozdělení těchto dopravníků.

a) podle směru dopravy

- vodorovné (obr. 2a)
- šikmé (obr. 2b)
- svislé (obr. 2c)



a)



b)



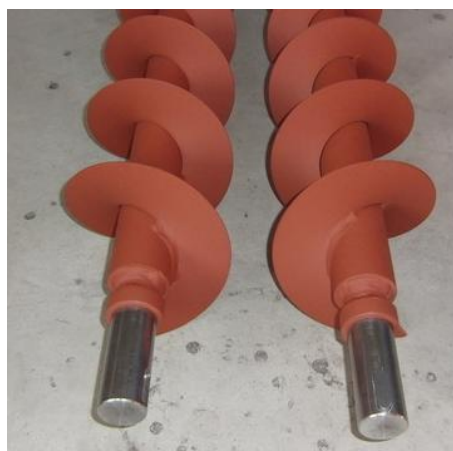
c)

obr. 2.: Typy šnekových dopravníků[2]

a - vodorovný, b - šikmý, c - svislý

b) podle smyslu stoupání

- pravotočivé (obr. 3a)
- levotočivé (obr. 3b)



a)

b)

obr. 3.: Stoupání šneku [3]

a - levotočivé, b – pravotočivé

c) podle počtu šneků

- jednošnekové (obr. 2a)
- vícešnekové (obr. 4)



obr. 4.: Šnekové pole se čtyřmi šneky[3]

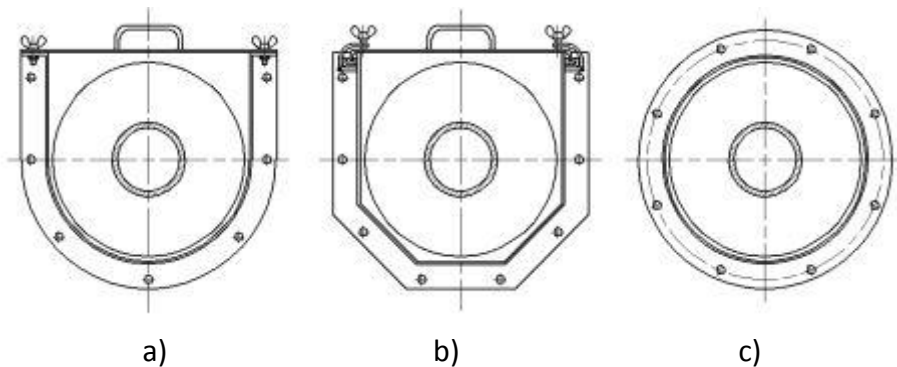
d) podle konstrukčního uspořádání

- trubkové (obr. 5c)

Trubkové šnekové dopravníky mají spolehlivou uzavřenou konstrukci s možností vyššího plnění a tím i vyššího výkonu

- korytové (obr. 5a,b)

Konstrukce korytových dopravníků umožňuje snadný přístup do dopravníku, jeho kontrolu a snadnější opravu



obr. 5.: Konstrukční uspořádání šnekového dopravníku [4]
a, b – korytové, c – trubkové

2.3. Hlavní části šnekového dopravníku

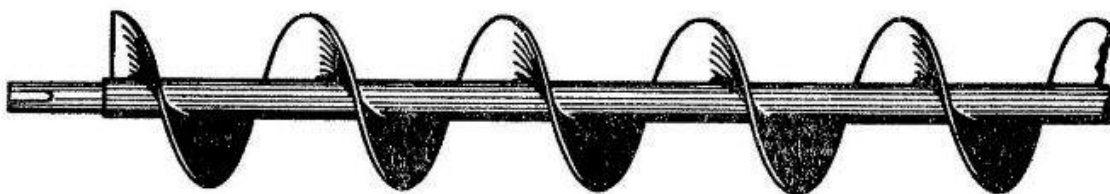
Šnekový dopravník se skládá ze čtyř hlavních částí, mezi které patří: šnek, žlab a pohon. Níže si podrobněji rozebereme jeho jednotlivé části.

2.3.1. Šnek

Šnek je nejdůležitější částí dopravníku. Do značné míry určuje vlastnosti dopravníku. Šnek se skládá z hřídele a listů šnekovnice. Hřídel bývá plný i trubkový s plnými čepy pro uložení v ložiskách. Na hřídeli jsou upevněny (přivařeny) listy šnekovnice. Listy mohou mít pravé nebo levé stoupání, což je důležité z hlediska směru dopravy materiálu. Uspořádáním dvou šnekovnic opačným stoupáním v různých částech téhož hřídele umožňuje protisměrný pohyb materiálu v témže žlabu.[1]

Šnekovnice může být vyrobena v různých provedeních:

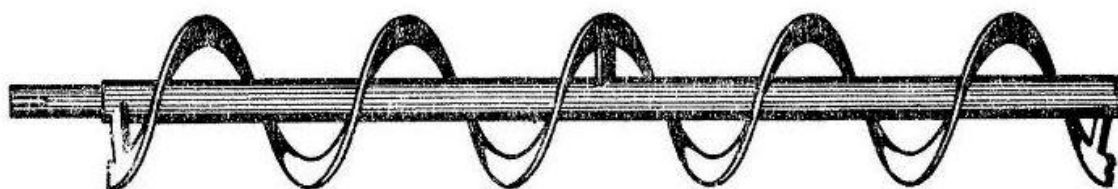
a) plná (obr. 6)



obr. 6.: Plná šnekovnice [1]

Plnou šnekovnici tvoří plochý závit z ocelového plechu nebo odlitek, který je svým vnitřním průměrem uchycen na hřídeli šneku. Šnekovnice z ocelového plechu bývá vyrobena válcováním z pásů plechu, nebo svařováním mezikruhových výpalků.[1]

b) obvodová (obr. 7)

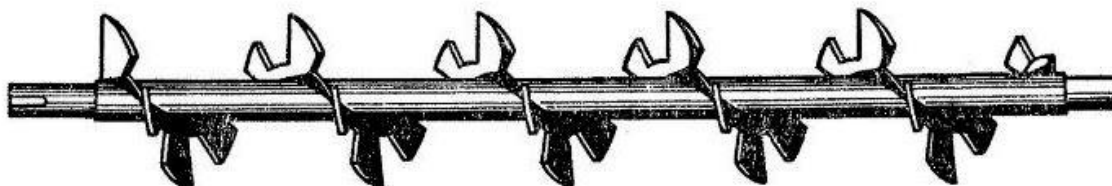


obr. 7.: Obvodová šnekovnice [1]

Šneky, které jsou tvořeny obvodovou šnekovnicí jsou určeny pro dopravu tuhých, tekoucích a lepkavých materiálů, např. melasy, asfaltu, malty a dehtu,

kteřé na šneku ulpívají. Při posunu materiálu žlabem dochází i k finálnímu domíchání. Šnekovnici zde tvoří opět šroubová plocha vytvořená z plechu, která je upevněna ke hřídeli v určité odlehlosti pomocí držáků z ploché oceli. Takto zhotovený šnek nemá kouty mezi šnekovnicí a hřídelem, proto se materiál na šneka nelepí. [1]

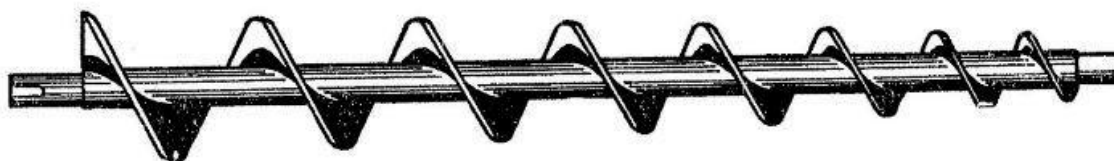
c) lopatková (obr. 8)



obr. 8.: Lopatková šnekovnice [1]

Lopatkové šnekovnice s lopatkami různého tvaru se používají v případě, kdy se má dopravovaný materiál důkladně promíchávat.[1]

d) kuželová (obr. 9)



obr. 9.: Kuželová šnekovnice [1]

Šneky s kuželovou šnekovnicí se používají pro speciální účely. Vyrábějí se někdy též s proměnlivým stoupáním. Je-li nejmenší průměr a nejmenší stoupání v místě přivádění materiálu, dosahuje se nakypření materiálu.

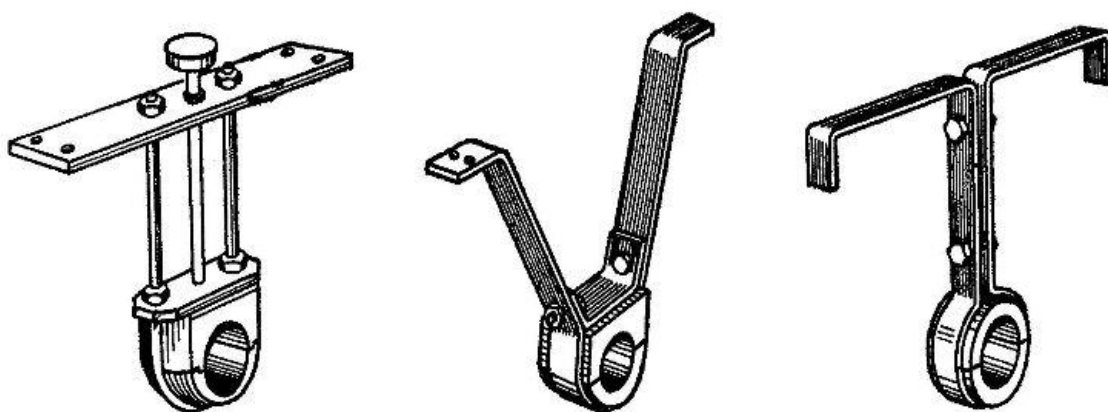
Jejich použití je účelné při dopravě materiálu, který je choulostivý na stlačení. Přivádí-li se materiál do dopravníku v místě největšího průměru a maximálního stoupání, dochází při dopravě k jeho zhušťování – stlačování.

Hřídel šneku přenáší krouticí moment od pohonu na šnekovnici. Při menších rozměrech šneku bývá plný a většinou kruhového průřezu. Při větších rozměrech se vyrábí z ocelové tlustostěnné trubky.

Šneky s trubkovým hřídelem mají při nízké váze značnou ohybovou tuhost. V případech, kdy dopravovaný materiál nesmí přijít do styku s ocelí, zhotoví se

šnekovnice ze dřeva, plastických hmot nebo mědi. Ocelový hřídel se opatří povlakem z podobného materiálu.

Hřídel šneku je svými konci uložen v předním a zadním čele žlabu a to zpravidla ve valivých ložiskách, z nichž jedno musí zachycovat axiální síly. Nemá-li dojít k přílišnému průhybu hřídele při jeho větších délkách, je nutné ho uložit ve vzdálenostech $2,5 \div 3 \text{ m}$ v podpěrných vodících ložiskách zobrazených na (obr. 10).



obr. 10.: Vodící podpěrná ložiska [1]

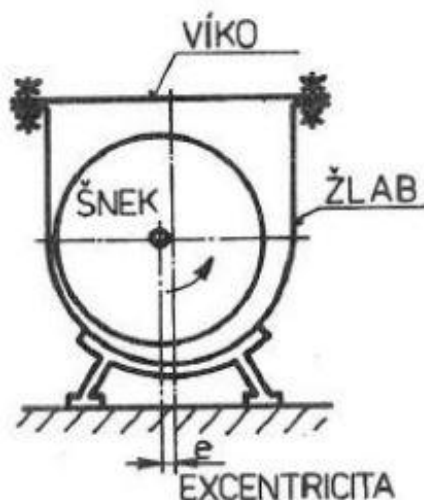
Podpěrná ložiska bývají výškově stavitelná, kluzná s pouzdry ze šedé litiny, bronzu, popř. plastických hmot. V místech uložení hřídele bývá provedeno i spojování jednotlivých dílců šneku.[5]

2.3.2. Žlab

Žlab tvoří nosnou část dopravníku. Mívá tvar písmene U a jeho rozměry závisí na velikosti šneku a dopravovaném materiálu. Žlab se vyrábí převážně skružováním plechu o tloušťkách $3 \div 10 \text{ mm}$.

Minimální vůle mezi šnekem a žlabem bývá $5 \div 10 \text{ mm}$ a je určena hlavně výrobními tolerancemi šneku a druhem dopravovaného materiálu.

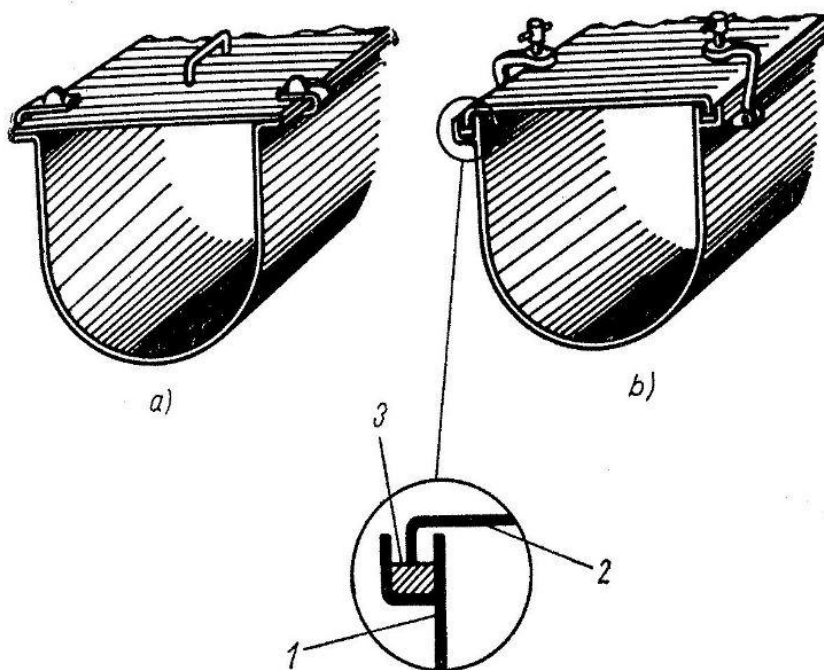
K omezení drcení zrnitých materiálů a případnému zadírání mezi dnem a šnekem se šnek často ukládá excentricky. (obr. 11)



obr. 11.: Excentrické uložení šneku ve žlabu [1]

Touto konstrukční úpravou se dosáhne toho, že se mezera mezi šnekovnicí a žlabem ve směru otáčení postupně zvětšuje. Výsledkem je nižší opotřebení pracovních částí dopravníku, menší poškození dopravovaného materiálu a tím také menší nároky na hnací jednotku.

Podobně jako šneky jsou i žlaby sestaveny do potřebné délky ze sekcí. V horní části průřezu žlabu je plech ohraněn. Vytvořený lem zvyšuje tuhost žlabu a umožňuje upevnění víka. Žlábek se vyplňuje těsnícím materiálem (pryž, asfalt apod.) jak je zobrazeno na obr. 12.



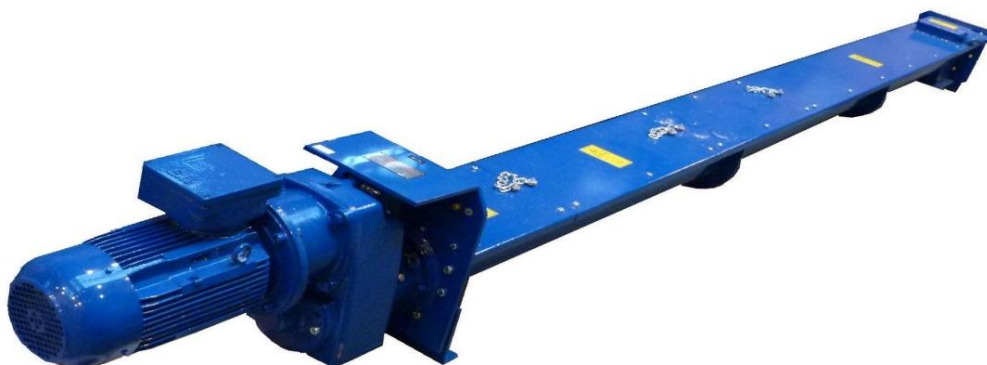
obr. 12.: Zakrytí žlabu šnekového dopravníku; a) jednoduché, b) těsní; 1 - žlab, 2 - víko, 3 - těsnění [1]

Dopravovaný materiál se do žlabu přivádí shora, přiváděcími otvory ve víku, je-li žlab krytý. Přivádění materiálu je možné v libovolném místě, musí však být rovnoměrné.

Odvádět materiál z dopravníku je možno opět v libovolném místě, a to otvorem se šoupátkem ve dně žlabu nebo klapkou na konci žlabu. Odběr materiálu může být i na několika místech. Pak jsou odváděcí otvory uzavíratelné pomocí šoupátek a otvírá se šoupátko v požadovaném místě odběru. [1] [5]

2.3.3. Pohon

K pohonu šnekových dopravníků se dnes nejčastěji používá převodkovových elektromotorů. Hnací skupina se ukládá obvykle na konzolu spojenou s čelem žlabu nebo přírubovým spojem přímo na čelo žlabu. U větších jednotek má pohon samostatný základ. Hnací moment se z výstupního hřídele převodovky přenáší na hřídel šneku pružnou spojkou. [1]



obr. 13.: Převodkový motor umístěn na čele dopravníku[6]

2.4. Dopravované materiály

Mnohostranné využití šnekových dopravníků nepotvrzuje jen např. doprava do oblouků ale i doprava mnoha různých materiálů, které by jiné dopravníky dopravovat nemohly nebo by to pro ně bylo náročné. Šnekové dopravníky mohou dopravovat velmi jemné, neabrazivní prášky jako třeba mletý vápenec, cement, cukr, mletý grafit, sušené mléko.

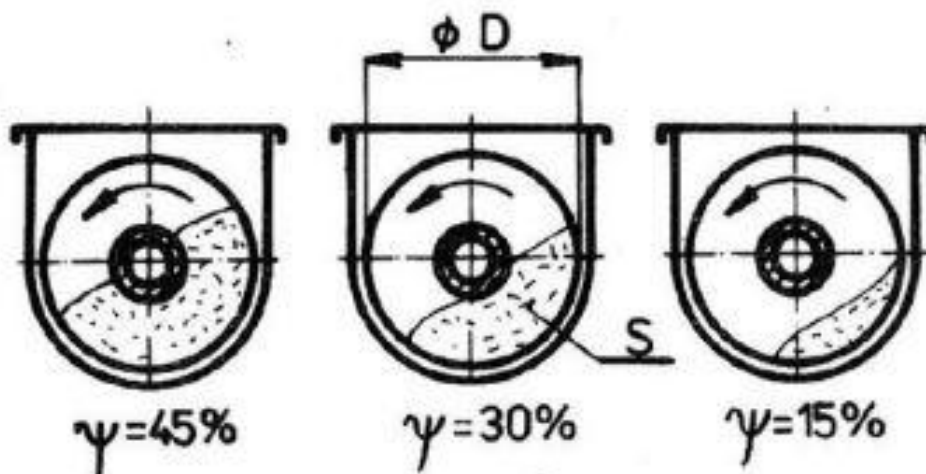
Na druhou stranu jsou tyto dopravníky schopné dopravovat hrubé a velice abrazivní materiály jako je štěrk, hnědé uhlí, dřevní štěpka apod. Pro dopravu

takto vysoce abrazivních látek se při výrobě doporučuje použití tvrdších materiálů jak na šnekovnice, tak na žlab. Může se jednat o otěruvzdorné materiály o tvrdosti cca $400 \div 500 HB$. V extrémních případech můžeme zvolit po speciální kompozitní tvrdonávarové materiály firmy Corodur, které díky speciální technologii navařování dosahují tvrdosti až $62 HRC$ a jsou abnormálně odolné vůči abrazi.

Využívá se i v čistírnách odpadních vod, kde dopravuje různé heterogenní materiály typu, kaly, odpady, potravinářské výrobky či zbytky. [1]

2.4.1. Součinitel plnění

Důležitým faktorem, při volbě správných parametrů pro daný dopravovaný materiál, je součinitel plnění šneku ψ . Na obrázku (obr. 14) můžeme vidět, jak se liší zaplnění žlabu při různém součiniteli plnění.



obr. 14.: Zaplnění žlabu při různém součiniteli plnění [1]

Dle dopravovaného materiálu, zvolíme součinitel plnění dle tab. 1 a následně vhodně zvolíme parametry pro dopravník.

tab. 1.: Součinitel plnění pro materiál [7]

Základní vlastnosti materiálu	Příklad	ψ	$n [ot.s^{-1}]$	$v [m.s^{-1}]$
neabrazivní, lehký práškovitý nebo zrnitý	uhelný prach, mouka zrní, prášk. vápno	0,45	2 až 4	0,5
neabrazivní zrnitý a práškovitý abrazivní	drobné uhlí, hrubozrnné sůl, cement, písek	0,30	1 až 2	0,2 až 0,4
velmi abrazivní, hrubě kusovitý, lepkavý	drobný koks, hrubozrnné vápno	0,15	0,2 až 1	0,1

2.5. Základní výpočty

U šnekových dopravníků bývá nejčastěji cílem výpočtu stanovení vnějšího průměru šneku, jeho otáčky, výkon hnacího elektromotoru a axiální síly F_A , která působí na celou soustavu při dopravování materiálu. Postup výpočtu je definován normou ČSN 26 2802 a nejčastěji se vychází ze zadaného dopravovaného množství zákazníkem či zadavatelem práce. [7]

2.5.1. Výpočet objemového dopravního výkonu

Skutečný dopravní výkon vypočteme dle vztahu (1):

$$Q = \frac{Q_v}{\gamma} \quad (1)$$

Pro objemový dopravní výkon Q_v platí také vztah (2) dle [7]:

$$Q_v = 3\,600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad (2)$$

Úpravou vztahu (2) dostaneme vztah (3), podle kterého vypočítáme teoretický vnější průměr šnekovnice:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot s \cdot c_H}} \quad (3)$$

Z vypočteného průměru dále zvolíme průměr buď z řady vyvolených čísel dle normy ČSN ISO 1050, a nebo dle konstruktérských zkušeností, případně nám omezující rozměr vychází ze zadání. Tento průměr dále dosadíme do rovnice (2).

Dopravník musí být schopný přepravit zadané množství materiálu. Pomocí vztahu (1) se provádí kontrolní výpočet skutečného dopravního výkonu k ověření správnosti výše zvolených parametrů. Výsledek výpočtu dle vztahu (1) musí být větší, než zadané dopravované množství, aby zvolené parametry splňovaly námi zvolená kritéria.

V případě, že je dopravník určen pro dopravu hrubozrnného materiálu, je třeba zkontrolovat navržený průměr šnekovnice dle vztahu (4) vzhledem k maximální velikosti částic dopravovaného materiálu a to nezávisle na dopravním výkonu.

$$D \geq (4 \div 6) \cdot a_{max} \quad (4)$$

2.5.2. Střední dopravní rychlost materiálu

Stanovení střední dopravní rychlosti materiálu provedeme dle vztahu (5) dle [7]:

$$v = s \cdot n \quad (5)$$

2.5.3. Výpočet příkonu elektromotoru

Příkon dopravníku je určen dílčími odpory, z nichž se některé dají určit s dostatečnou přesností. Z tohoto důvodu se zavádí celkový (globální) součinitel odporu w , který slouží při výpočtu příkonu. Příkon elektromotoru poté vypočteme dle vztahu (6) dle [7]:

$$P_d = \frac{Q \cdot \gamma \cdot g}{3 \cdot 600} \cdot (l_v \cdot w \pm h_D) \quad (6)$$

Vypočtený příkon dopravníku dále slouží k volbě elektromotoru, který bude šnekový dopravník pohánět.

2.5.4. Axiální síla

Vlivem pohybujícího se materiálu vzniká uvnitř dopravníku axiální síla v ose šneku. Její velikost vypočteme pomocí vztahu (7) dle [7]:

$$F_a = \frac{M}{R_s \cdot \tan(\alpha + \varphi)} \quad (7)$$

Hodnotu hnacího momentu na hřídeli šneku zjistíme ze vztahu (8):

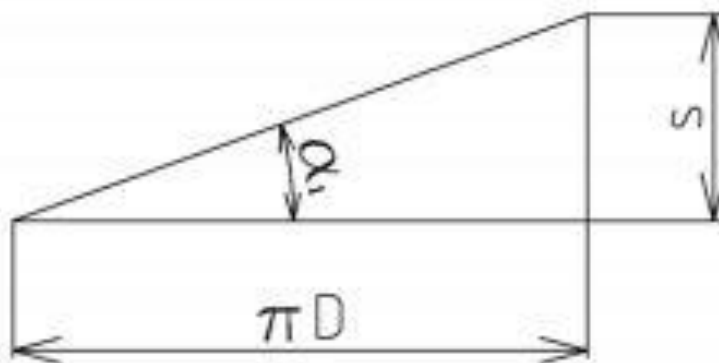
$$P_d = M \cdot \omega \rightarrow M = \frac{P_d}{2\pi \cdot n} \quad (8)$$

Účinný poloměr šnekovnice vypočteme dle vztahu (9):

$$R_s = (0,35 \div 0,4) \cdot D \quad (9)$$

Další neznámou veličinou pro výpočet velikosti axiální síly působící v ose šneku je úhel stoupání šnekovnice (obr. 15). Tento úhel vypočteme z rozvinu závitu šnekovnice dle vztahu (10):

$$\tan \alpha = \frac{s}{\pi \cdot D} \rightarrow \alpha = \arctg \frac{s}{\pi \cdot D} \quad (10)$$



obr. 15.: Úhel stoupání šnekovnice

Poslední veličinou, kterou potřebujeme, k výpočtu axiální síly znát je velikost třecího úhlu. Z [8], str. 12, tab. 8 volíme příslušný součinitel tření f_m , pro zadaný dopravovaný materiál, který následně dosadíme do vztahu (11):

$$f_m = \operatorname{tg} \varphi \rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} f_m \quad (11)$$

Výslednou axiální sílu ze vztahu (7) musí zachytit axiální ložisko, které bude umístěno v čele dopravníku na straně pohonu.

2.5.5. Hmotnost šneku

Pro kontrolní výpočty, které jsou obsaženy v praktické části diplomové práce, je důležité znát všechny vnější síly působící na šnekovou trubku, která je namáhána na ohyb a krut. Pro zjištění velikosti těchto sil je nutné spočítat hmotnost celého šneku, který se skládá z trubky a šnekovnice.

2.5.5.1. Hmotnost šnekové trubky

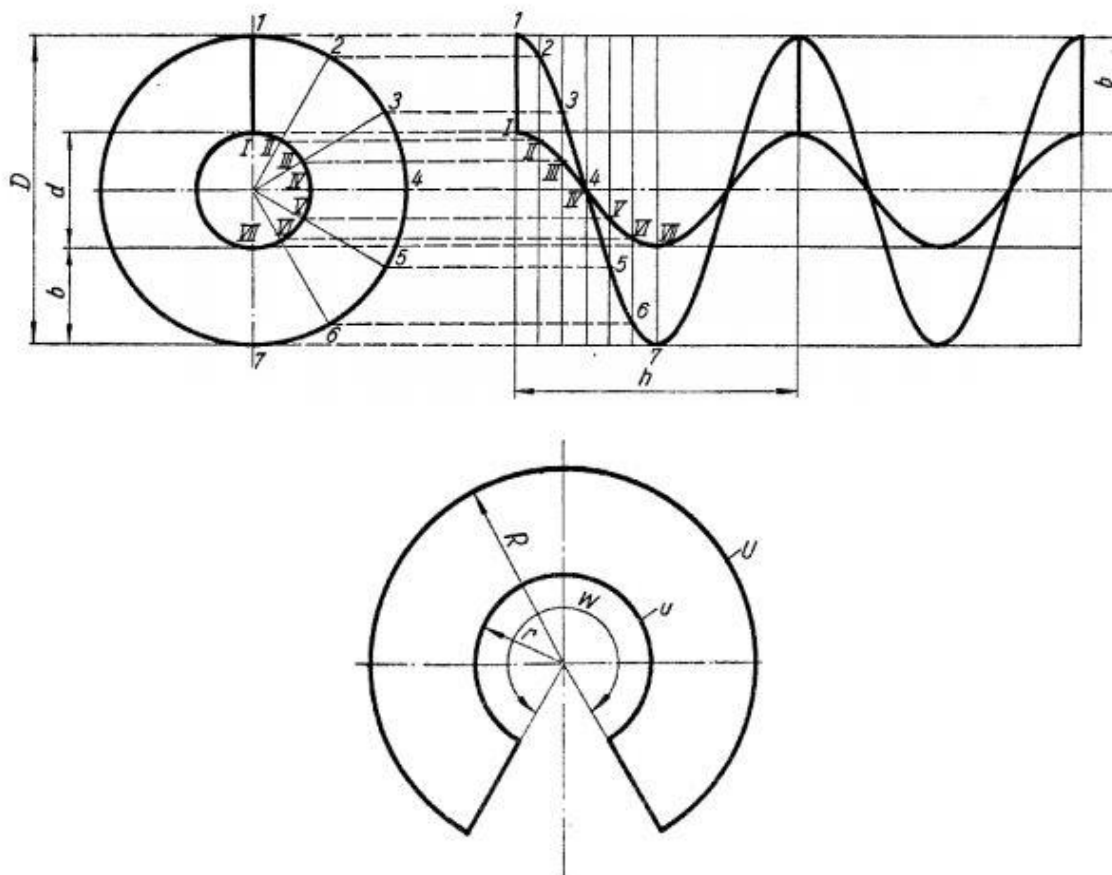
Osa šneku se ve většině případů volí jako ocelová bezešvá trubka z klasické konstrukční ocele S235. Celková hmotnost trubky se vypočte dle vzorce (12):

$$m_t = m_1 \cdot L \quad (12)$$

2.5.5.2. Hmotnost šnekovnice

Abychom mohli určit hmotnost celé šnekovnice, musíme nejdříve určit hmotnost jednoho závitu podle vztahu (13) dle [9] znázorněném na (obr. 16):

$$m_{s1} = V_z \cdot \rho \quad (13)$$



obr. 16.: Rozvinutý závit šnekovnice[9]

K vypočtení objemu šnekovnice je třeba znát střední délku závitu, která se spočte pomocí Pythagorovy věty, dle vztahu (14) při rozvinu jednoho závitu:

$$L_s = \sqrt{O_z^2 + s^2} = \sqrt{\left[\pi \cdot \left(\frac{D-d}{2}\right)\right]^2 + s^2} \quad (14)$$

Následně můžeme vypočítat požadovaný objem dle vztahu (15) a následně dosadit výslednou hodnotu do (13):

$$V_z = S_{\text{š}} \cdot L_s = \frac{D-d}{2} \cdot t \cdot L_s \quad (15)$$

Ke zjištění celkové hmotnosti šnekovnice je potřeba znát počet závitů, který se dopočte dle vztahu (16):

$$Z = \frac{L}{s} \quad (16)$$

Celková hmotnost šnekovnice se následně vypočte dle vztahu (17):

$$m_{\text{š}} = m_{\text{š1}} \cdot Z \quad (17)$$

Nyní známe hodnotu celkového radiálního zatížení šneku a můžeme dále kontrolovat šnek na ohyb a krut. Tyto výpočty jsou součástí praktické části této práce.

2.6. Výrobci

Mezi významné výrobce šnekových dopravníků na českém trhu patří firma UnionOcel se sídlem v Kopřivnici. Tato firma se specializuje na výrobu šnekovnic tzv. „na klíč“. Vždy se snaží vyhovět požadavkům svého zákazníka a je schopna vyrobit šnekovnice do různých druhů provozů. Mezi nejčastější zákazníky patří betonárny, elektrárny a cementárny, kde se šnekové dopravníky potýkají také s vysokou abrazí. [10]



obr. 17.: Tvrdonávarový plech Coroplate od firmy UnionOcel [10]

Dalším velkým výrobcem šnekových dopravníků je firma PRECIZ, s.r.o. Vyrábí dopravní šneky a šnekovnice pro šnekové dopravníky na dopravu zrnitých, práškových nebo hustých materiálů. Dodávají svá zařízení zejména do zemědělství, stavebního, chemického nebo potravinářského průmyslu. [11]



obr. 18.: Šneky vyrobené firmou Preciz s.r.o. [11]

Firma m-tec CZ, s.r.o. vyrábí pro své zákazníky strojní a technologická zařízení pro kompletní výrobu a logistiku sypkých materiálů a směsí již 20 let. Dodává zařízení pro skladování, dopravu, dávkování, vážení, míchání a expedici jakýchkoliv sypkých materiálů různé zrnitosti. Tato firma se specializuje na

zařízení používaná od běžných prostředí až po extrémní podmínky z hlediska teploty či výbušnosti. Spolu s dopravníky dodává také řídicí systémy navržené přesně podle potřeb zákazníka.[4]



obr. 19.: Šnekový dopravník společnosti m-tec.[4]

Dalším důležitým hráčem na trhu se šnekovými dopravníky je firma RATAJ, a.s., která vyrábí především bezosé spirálové dopravníky fungující na jednoduchém principu. Tyto dopravníky jsou málo poruchové, efektivní a mají mnohostranné využití. Založení soukromé firmy RATAJ je datováno rokem 1990 a jako ryze česká firma se zabývá výrobou bezosých spirálových dopravníků pro zhruba 400 druhů sypkých materiálů. Zakladatelé Stanislav Rataj (otec) a Ing. Stanislav Rataj (syn) za 25 let činnosti rozvinuly firmu počínající fyzickou osobou přes společnost s ručeným omezeným až k současné akciové společnosti.[12]



obr. 20.: Bezosá plastová šnekovnice společnosti Rataj[12]

2.7. Šnekový dopravník s plnou středovou osou

Tento typ dopravníku se používá převážně v energetice, cementárnách a pískovnách. V energetice slouží například k dávkování uhlí, dřevní štěpky, k vynášení popílku atp. V cementárnách slouží k dopravě sypkých nadrcených nerostů do míchacích směsí nebo k dopravě samotných stavebních směsí. Pískovny používají šnekové dopravníky k dopravě vysoce abrazivního křemenného písku. [13]

Výroba těchto typů šnekových dopravníků spočívá ve vypálení mezikruhových výpalků, vylisováním na požadovanou rozteč a v přivaření těchto rozlisovaných listů na středovou osu (obr. 21). Pokud se mezikruhové výpalky

vyrobí z kompozitního tvrdonávarového materiálu, doporučuje se ještě navaření hrany listů šneku tvrdonávarovou elektrodou nebo plněným trubičkovým drátem, jelikož na hraně listu je odkryta konstrukční ocel pod tvrdonávarem a mohlo by docházet k následnému vydrolování tvrdonávarové vrstvy. [13]



obr. 21.: Šnek s plnou středovou osou [11]

2.8. Spirální bezosý šnekový dopravník

Spirální bezosý šnekový dopravník (obr. 22) slouží k dopravě a dávkování sypkých materiálů. Jejich jednoduchá konstrukce a jednoduchý princip práce zajišťují efektivní a mnohostranné využití (vyprazdňování a plnění zásobníků, mixérů, kontejnerů, násypek balících strojů apod.). Základním prvkem spirálních šnekových dopravníků je bezosá spirála lichoběžníkového nebo obdélníkového průřezu. Materiál spirál se liší dle určitého případu, pro který má být dopravník využit. Nejčastěji se používají materiály jako uhlíková ocel, nerezová ocel, pružinová ocel, otěruvzdorná ocel a v extrémních podmínkách se často používá také technologie kompozitního tvrdonávarového materiálu (Vautid, Corthal), který dosahuje tvrdosti až 62 HRC.

U spirál vyrobených z pružinové oceli je možné dopravovat materiál i do oblouků. Dno spirálních šnekových dopravníků bývá průřezu U, ale nejčastěji kruhového průřezu. Pro lepší kluzné vlastnosti lze použít plastovou vložku, která se umístí na dno dopravníku. Jeho konstrukce umožňuje více násypných a výsypných míst na jednom dopravníku.

Spirální šnekový dopravník bývá zpravidla navrhnut s tažným dopravním účinkem, ale u krátkých dopravníků můžeme aplikovat i tlačný dopravní účinek.

Pohon spirály zajišťuje převodovka s elektromotorem nebo jen elektromotor. Využívá se plného i částečného zaplnění žlabu. Plné zaplnění žlabu se používá pouze u spirálních šnekových dopravníků. Toto řešení umožňuje dopravovat velké množství materiálu při malých otáčkách a relativně malé spotřebě energie. Při

otáčení spirály v plně zaplněném žlabu dochází ke středění spirály a tím i k menšímu opotřebení jak spirály, tak i žlabu.

V některých případech však úplné zaplnění nelze použít, a proto se využívá částečného zaplnění. Toto řešení lze aplikovat u provozů s menším dopravovaným množstvím materiálu. Jelikož se spirála dotýká stěny žlabu, dochází zde k opotřebovávání spirály i žlabu. Tomuto opotřebení lze částečně zabránit použitím plastové vložky. Stupeň zaplnění žlabu může být kontrolován automatickými čidly. [13][12]



obr. 22.: Bezosý spirální dopravník [12]

2.9. Šnekové dopravníky v bioplynových stanicích

Přesné dávkování kvalitního materiálu, to jsou požadavky na dávkovače pevné biomasy v bioplynových stanicích. Stacionární mícháreny vycházejí svou koncepcí z prověřených principů vertikálních krmných míchacích vozů. Míchárna naložený materiál nejdříve zkrátí a zamíchá do homogenní směsi. Následně, dle

nastavených parametrů, přesně nadávkuje požadované množství materiálu do fermentoru. K dopravě připraveného materiálu jsou využívány šnekové dopravníky nebo čerpadla.[14]

2.10. Patenty

Následující část práce se zabývá některými zajímavými patenty, které se vztahují na dopravu materiálu pomocí šnekových dopravníků.

2.10.1. Šnekový dopravník s těsněním protitlaku

Vynález se týká šnekového dopravníku s těsněním protitlaku, jež umožňuje dopravovat látku do prostoru o vyšším tlaku než je tlak v prostoru před šnekem. Eliminace přetlaku je dosaženo uložením šneku se stoupáním menším než jeho průměr v plynotěsném pouzdře a vytvoření pěchovacího prostoru za šnekem na konci pouzdra šnekového dopravníku.

Proti ústí pouzdra je umístěno pěchovadlo. Použití šneku je omezeno v případě, že doprava látky se děje do prostoru o vyšším tlaku, než je tlak před šnekovým dopravníkem. Vlivem rozdílných tlaků nastává ve šnekovém dopravníku proudění vzduchu ve směru opačném, než je tok dopravované látky. Dopravovaná látka je strhávána zpět a účinnost dopravy klesá nebo ustává. Uvedené nedostatky šnekových dopravníků jsou odstraněny šnekovým dopravníkem podle tohoto vynálezu.

Šnekovým dopravníkem podle vynálezu je těsnění protitlaku způsobováno samotnou dopravovanou látkou, která je během dopravy pěchována. Dopravní šnek je uložen v plynotěsném pouzdru, přičemž celý dopravní profil pouzdra je zaplněn dopravovanou látkou. Aby dopravní šnek mohl dopravovat, je jeho stoupání menší než násobek 0,75 jeho průměru.

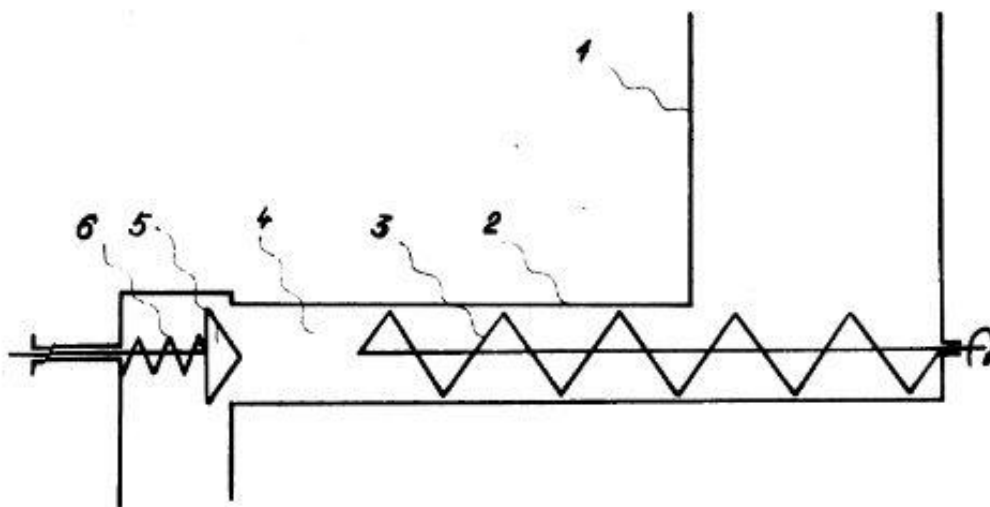
Dopravník je na výtlačné straně vůči plynotěsnému pouzdru zkrácen, čímž vzniká pěchovací prostor, ve kterém se dopravovaná látka pohybuje jako těsnicí píst. Délka tohoto pěchovacího prostoru musí být větší než průměr šnekového dopravníku. Pro případ zvýšeného přetlaku je proti pohybu dopravované látky a proti ústí plynotěsného pouzdra přitlačována klapka působící jako pěchovadlo. Sílu na klapku vyvíjí pružina, jejíž předpětí je výhodné měnit a tím se dosáhne změny intenzity pěchování dopravované látky.

Činnost tohoto šnekového dopravníku je nepřetržitá. Vlivem pýchovacího prostoru za šnekovým dopravníkem, kde se dopravovaná látka pohybuje jako píst, nemůže dojít k poruše těsnosti dopravní cesty ani v případě, že bude odebrána veškerá látka ze zásobníku. Samotný šnekový dopravník se tak vyprázdní.

Zvláště výhodný je šnekový dopravník podle vynálezu pro dopravu paliv, odpadu a jiných látek do ohnišť přetlakových nebo podtlakových. Schopnost šnekového dopravníku eliminovat přetlak brání prošlehu plamene z ohniště do zásobníku paliva a šíření požáru.

Pýchovadlo plní bezpečnostní funkci a zcela zamezuje propojení spalovacího prostoru s prostorem zásobníku.

Šnekový dopravník s těsněním protitlaku je schematicky znázorněn na obrázku (obr. 23). [15]



obr. 23.: Šnekový dopravník s těsněním protitlaku; 1) zásobník, 2) plynotěsné pouzdro, 3) šnek, 4) pýchovací prostor, 5) pýchovadlo, 6) přítlačná pružina [15]

2.10.2. Šnekový dopravník k vynášení třísek

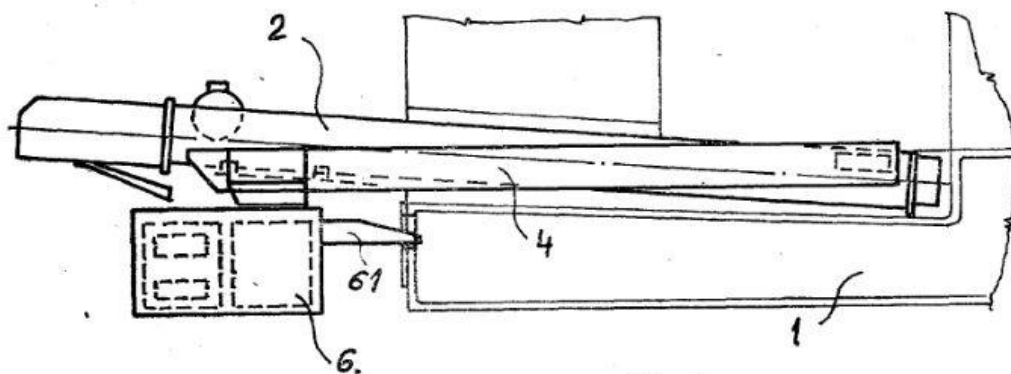
Tento dopravník je určen k vynášení třísek z třískového prostoru obráběcích strojů. Hlavní koryto šnekového dopravníku je vytvořeno z plného materiálu a z jeho spodní části vyústí boční koryto (obr. 26).

Boční koryto, které má opačný sklon než hlavní koryto, slouží k odvodu řezné kapaliny do sedimentační nádoby, která je volně přistavena k základně stroje. Tímto řešením je zabráněno zanášení základny stroje drobnými třískami a nečistotami.

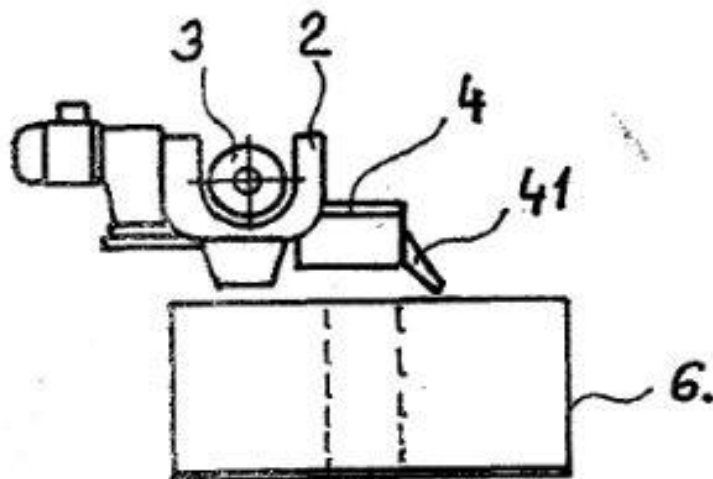
Při pracovním cyklu moderních obráběcích strojů vzniká velké množství třískového odpadu, který je společně s řeznou kapalinou vynášen z třískového prostoru šnekovým dopravníkem. Dopravník je zasunut otevřenou částí do pracovního prostoru obráběcího stroje, kde třísky padají přímo na šnek nebo na šikmé sběrné kryty koryta, odkud jsou na šnek splavovány řeznou kapalinou. Protože řezná kapalina je používána v uzavřeném cyklu, je nutné provést její odloučení a vrácení do základny stroje.

Odlučování třískového odpadu od řezné kapaliny je prováděno tak, že řezná kapalina protéká děrovanou částí koryta do základny, nebo spárami mezi šnekovým dopravníkem a sběrnými kryty. Zapnutím čerpadla se řezná kapalina rozvíří a nečistoty jsou společně s řeznou kapalinou nasávány do sacího hrdla. Při této úpravě je řezná kapalina značně znečištěna. Dochází tak k rychlému zanášení filtrů, snížení životnosti obráběcích nástrojů a vodících ploch suportů, případně stíracích lišt. Další nevýhodou tohoto řešení je nutnost častého čištění základny obráběcího stroje, a tím dochází ke snížení produkce stroje.

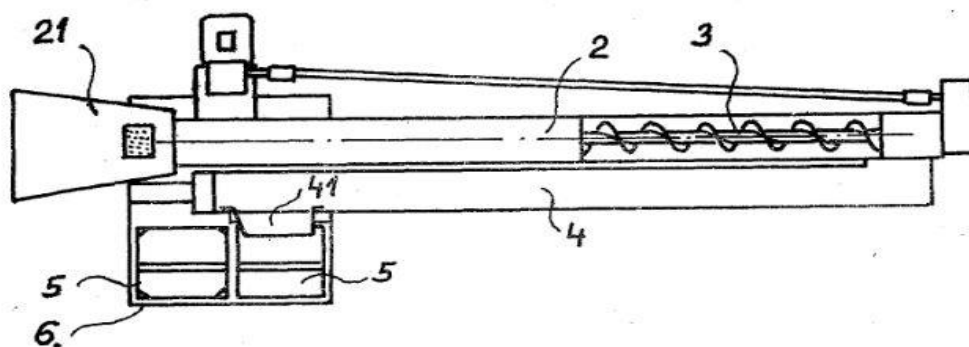
Uvedené nevýhody odstraňuje šnekový dopravník k vynášení třísek podle vynálezu, jehož podstata spočívá v tom, že z přední části hlavního koryta šneku vytvořeného z plného materiálu vyústí boční koryto. Dané koryto se svažuje směrem od vyústění z hlavního koryta k výtokovému otvoru bočního koryta. Pokrok dosažený tímto dopravníkem k vynášení třísek spočívá v tom, že odvedením odloučené řezné kapaliny bočním korytem je umožněno dokonalé odloučení drobných nečistot a třísek, které se neusazují v základně obráběcího stroje. Dokonalé odloučení nečistot od čerpané řezné kapaliny přináší prodloužení životnosti jejího filtru, vedení suportů a stíracích lišt. Současně dochází ke zkrácení prostojů obráběcího stroje z důvodu častého čištění základny. Na připojených výkresech (obr. 24), (obr. 25) a (obr. 26) je znázorněno příkladné provedení šnekového dopravníku podle vynálezu. [16]



obr. 24.: Nárys uspořádání dopravníku; 1) základna stroje, 2) hlavní koryto, 4) boční koryto, 6) sedimentační nádoba, 61) přepad sedimentační nádoby[16]



obr. 25.: Bokorys uspořádání dopravníku; 2) hlavní koryto, 3) šnek, 4) boční koryto, 6) sedimentační nádoba, 41) výtokový otvor[16]



obr. 26.: Půdorys uspořádání dopravníku; 2) hlavní koryto, 3) šnek, 4) boční koryto, 5) odkapávací koš, 6) sedimentační nádoba, 21) vyústění, 41) výtokový otvor[16]

2.10.3. Šnekový dopravník pro dopravu sypkých radioaktivních materiálů

Šnekový dopravník pro dopravu sypkých radioaktivních materiálu řeší problém současné dopravy, dvou různě aktivních složek, na jedno společné místo dvěma šneky, a to při současném oddělení aktivního prostoru od neaktivního. Při fixaci sypkých silně aktivních složek do asfaltu společně s málo aktivním popelem se používá jednoho šnekového dopravníku, kterým je dopravován střídavě sorbent nebo popel, případně dvou šnekových dopravníků, dopravujících současně sorbent a popel na místo určení. Nevýhodou daného uspořádání je potřeba dvou samostatných dopravníků s příslušnými poháněcími a převodovými mechanismy. Navíc vzniká problém, jak oddělit neaktivní prostor, kterým je přiváděn popel a kde je umístěn pohon zařízení, od aktivního prostoru, kterým prochází sorbent.

Tyto nevýhody odstraňuje vynález, jehož podstata spočívá v tom, že první šnek, opatřený první šroubovicí, a druhý šnek, opatřený druhou šroubovicí, mající opačný smysl stoupání než první šroubovice, jsou vzájemně souosé a tvoří jeden celek. Tento celek zasahuje prvním šnekem do první komory a druhým šnekem do druhé komory, spojené s komorou první. Na odvrácených koncích první a druhé šnekové komory je upraveno první a druhé vstupní hrdlo a v místě přechodu mezi prvním a druhým šnekem je upraveno výstupní hrdlo.

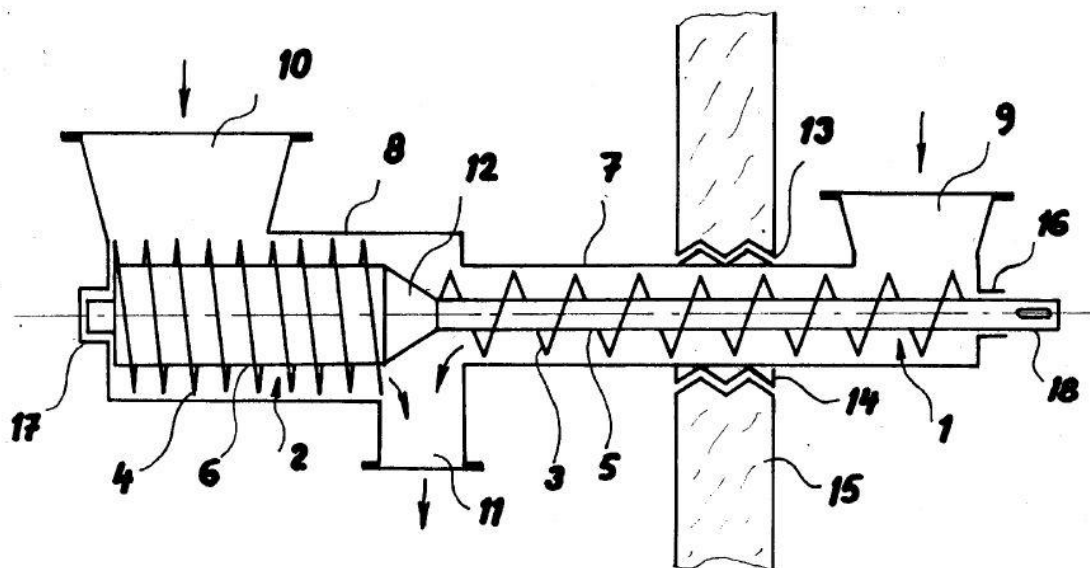
První a druhý šnek jsou napojeny na poháněcí jednotku koncovou částí prvního šneku. První šneková komora prochází otvorem, upraveným ve stínici stěně, přičemž na vnější stěně první komory je upravena stínicí vložka, mající vnější prizmatický profil, odpovídající vnitřnímu prizmatickému profilu otvoru.

První šneková komora má menší průměr než druhá, přičemž vnější průměr tělesa druhého šneku je stejný nebo větší, než je vnitřní průměr první šnekové komory. Tloušťka první šroubovice, násobená počtem jejich závitů, je stejná nebo větší jako tloušťka stínicí stěny.

Na rozdíl od známých zařízení stejného druhu lze tímto šnekovým dopravníkem dopravovat sorbent a popel buď každý samostatně, nebo oba současně při použití jednoho pohonu.

Vynález dále zabezpečuje spolehlivou ochranu proti pronikání radioaktivního záření z aktivního do neaktivního prostoru.

Na přiloženém schématu (obr. 27) je schematicky znázorněn příklad šnekového dopravníku podle vynálezu v podélném řezu. [17]



obr. 27.: obr. 15.: Podélný řez šnekovým dopravníkem; 1) první šnek, 2) druhý šnek, 3) první šroubovice, 4) druhá šroubovice, 5) tělo prvního šneku, 6) tělo druhého šneku, 7) první šneková komora, 8) druhá šneková komora, 9) první vstupní hrdlo, 10) druhé vstupní hrdlo, 11) výstupní hrdlo, 12) místo přechodu, 13) prizmatický profil otvoru, 14) stínící vložka, 15) stínící stěna, 16) vstupní otvor šneku, 17) uložení šneku, 18) koncová část.[17]

3. Praktická část

Praktická část diplomové práce obsahuje návrh šnekového dopravníku, vytvoření 3D modelu a vybrané kontrolní výpočty. Všechny tyto hodnoty jsou vypočteny na základě zadaných parametrů firmou UnionOcel viz níže tab. 2. Dílčí částí diplomové práce bude výpočet vybrané součásti metodou konečných prvků pomocí softwaru Abaqus.

tab. 2.: Zadané parametry

Dopravovaný materiál	dřevní štěpka
Dopravní výkon	40 000 kg/h
Dopravní délka	3 m
Max. frakce štěpky	60 mm

3.1. Výpočty základních parametrů šnekového dopravníku

V této části diplomové práce se budeme zabývat výpočty základních parametrů dopravníku ze zadaných hodnot. Na základě těchto vypočtených parametrů budeme poté schopni zkonstruovat celý šnekový dopravník, včetně jeho motoru, návrhu ložisek a jejich uložení.

3.1.1. Dopravní výkon

Prvním krokem při návrhu šnekového dopravníku je výpočet dopravního výkonu. Vycházíme ze zadaných parametrů o dopravovaném množství a materiálu. Pro tento výpočet dosadíme zadané hodnoty do vztahu (18), kde člen Q_v je dopravní výkon $40\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a člen γ je sytná hmotnost dřevní štěpky s hodnotou $260\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

$$Q = \frac{Q_v}{\gamma} \quad (18)$$

$$Q = \frac{40\,000}{260} = 153,85\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1} \quad (19)$$

3.1.2. Velký průměr šnekovnice

Z vypočteného skutečného dopravního výkonu následně vypočteme minimální možný velký průměr šnekovnice dle vztahu (20), která bude schopna dopravovat materiál s výsledným dopravním výkonem.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_V}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot s \cdot c_H}} \quad (20)$$

Součinitel plnění šneku ψ volíme z tab. 1, kde jeho hodnota pro dopravu drobného uhlí, hrubozrnné soli atd., kam dřevní štěpka spadá, je 0,3.

Součinitel c_H , který snižuje dopravované množství, neuvažujeme, protože materiál bude dopravován vodorovně.

Pro součinitel plnění šneku je doporučena hodnota pro otáčky šneku viz tab. 1, $n = 1 \div 2 \text{ s}^{-1}$. Pro tento konkrétní dopravník zvolíme hodnotu $1,8 \text{ s}^{-1}$.

Stoupání šnekovnice zvolíme $0,4 \text{ m}$, kde by tato hodnota měla přibližně odpovídat 0,8 násobku velkého průměru šnekovnice.

Dosazení do vzorce (20) a výpočet velkého průměru šnekovnice vypadá následovně:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 153,85}{3600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 1,8}} = 0,50 \text{ m} \quad (21)$$

Velký průměr šnekovnice musí být minimálně $0,50 \text{ m}$. Vzhledem k tomu, že potřebujeme mít jistotu, aby šnek přepravil požadované množství materiálu v zadaném čase, tak zvolíme průměr větší než $0,50 \text{ m}$. V našempřípadě tedy bude velký průměr šnekovnice $0,55 \text{ m}$.

Nesmíme zde zapomenout na kontrolu navrženého průměru vzhledem k maximální velikosti částic dopravovaného materiálu dle vztahu (22), jelikož dopravovaný materiál spadá do sekce hrubozrnných materiálů:

$$D \geq (4 \div 6) \cdot a_{\max} \quad (22)$$

$$D \geq 6 \cdot 0,06 = 0,36 \text{ m} < 0,55 \text{ m} \quad (23)$$

Podmínka je splněna, takže navržený průměr vyhovuje vzhledem k velikosti frakce dopravované dřevní štěpky.

3.1.3. Skutečný dopravní výkon

K získání skutečného dopravního výkonu použijeme námi zvolený velký průměr šnekovnice, a ověříme, jestli by vzhledem k objemovému dopravnímu výkonu tento průměr vyhovoval dosazením do vztahu (24):

$$Q_v = 3\,600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad (24)$$

$$Q_{v1} = 3\,600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,55^2}{4} \cdot 0,4 \cdot 0,31,8 = 184,65 \, m^3 \cdot h^{-1} \quad (25)$$

Následně dosadíme objemový dopravní výkon $184,65 \, m^3/h$ do vztahu (26), zjistíme skutečný dopravní výkon, který porovnáme s teoretickým potřebným dopravním výkonem $40\,000 \, m^3/h$, který vychází ze zadání.

$$Q_{v2} = Q_{v1} \cdot \gamma \quad (26)$$

$$Q_{v2} = 184,65 \cdot 260 = 48\,009,22 \, kg \cdot hod^{-1} \quad (27)$$

Z nerovnosti $Q_{v2} > Q_v$ jsme zjistili, že námi zvolený velký průměr šnekovnice vyhovuje zadání s výkonovou rezervou $8\,000 \, kg \cdot h^{-1}$. Nyní můžeme dopočítat zbylé parametry šnekovnice potřebné ke konstrukci a následný návrh středové osy.

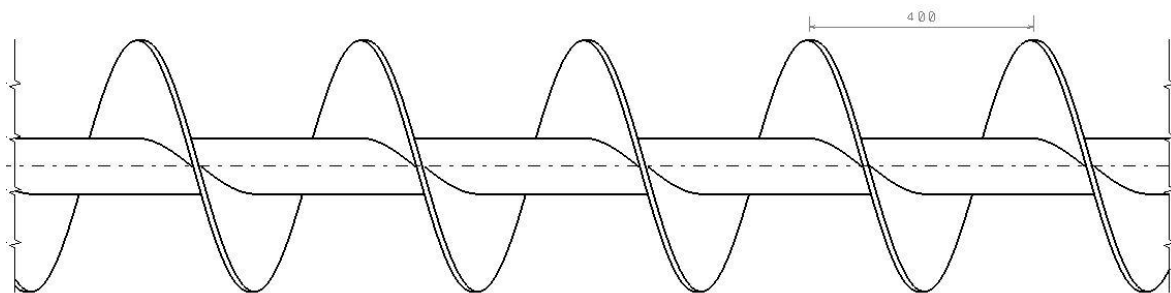
3.1.4. Nosná osa šneku

Jako středovou osu šnekového dopravníku jsme zvolili bezešvou trubku taženou z materiálu S235 označení TR Ø100 x 8 – ČSN 42 4715.01. Důvodem, proč jsme zvolili právě trubku místo plného hřídele, je její vysoká pevnost v ohybu vzhledem k její nízké hmotnosti.

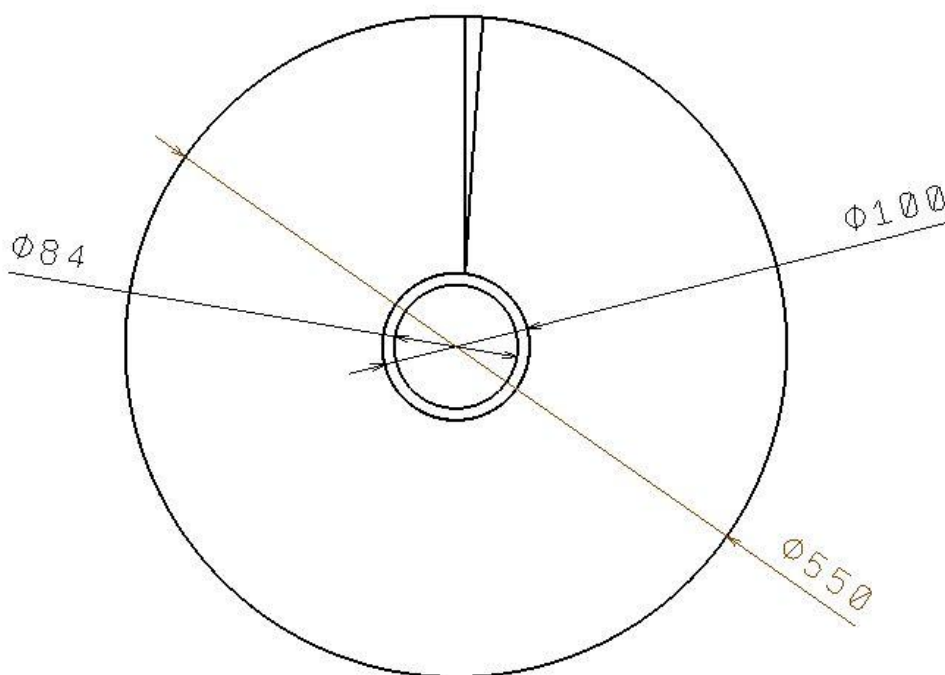
Při volbě rozměrů vycházíme z obecně známého předpokladu, že průměr osy d , na kterou bude šnekovnice navařena, se pohybuje v rozmezí $d = (0,15 \div 0,2) \cdot D_s$.

3.1.5. Výsledný tvar šnekovnice

Z výše vypočtených dopravních výkonů a rozměrů šnekovnice se středovou osou jsme již schopni navrhnout základní geometrii šnekového dopravníku tak, aby vyhovoval zadaným parametrům vizobr. 28 a obr. 29.



obr. 28.: Boční pohled šnekovnice



obr. 29.: Čelní pohled šnekovnice

3.1.6. Výpočet střední dopravní rychlosti

Dalším parametrem, který je potřeba z hlediska dopravování materiálu znát, je střední dopravní rychlost dopravovaného materiálu. Při jejím výpočtu vycházíme ze vztahu (28), do kterého dosadíme výše získané, případně zvolené hodnoty. Stoupání šnekovnice jsme zvolili $0,4\text{ m}$ a otáčky šneku $1,8\text{ s}^{-1}$.

$$v = s \cdot n \quad (28)$$

$$v = 0,4 \cdot 1,8 = 0,72\text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (29)$$

3.1.7. Příkon elektromotoru

Abychom mohli zvolit správný asynchronní elektromotor, který bude šnekový dopravník pohánět, musíme spočítat jeho příkon ze známých hodnot. Při tomto výpočtu vycházíme ze vztahu (30).

$$P_d = \frac{Q \cdot \gamma \cdot g}{3 \cdot 600} \cdot (l_v \cdot w \pm h_D) \quad (30)$$

Dopravovaná délka, pro kterou počítáme příkon, je osová vzdálenost vstupu a výstupu materiálu, nikoliv celková délka šneku. Daná vzdálenost vychází ze zadání práce a je 3 m.

Dopravní výkon, který použijeme pro výpočet příkonu asynchronního elektromotoru je dopravní výkon skutečný $Q_{v1} = 184,65 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

Globální součinitel odporu volíme z tab. 3. Dřevní štěpka spadá do oblasti mírně abrazivních materiálů, a proto volíme globální součinitel tření 3.

tab. 3.: Hodnoty součinitele globálního odporu w [1]

Materiál	Součinitel w
Lehký neabrazivní (mouka, obilí, luštěniny, ...)	2
Mírně abrazivní (drobné uhlí, hrubozrnná sůl, ...)	3
Hrubě zrnitý, silně abrazivní (koks, kusovité vápno, ...)	4

Sypnou hmotnost γ jsme již zvolili výše v kapitole 3.1.1 a její hodnota je tedy $260 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Dopravovanou výšku neuvažujeme, protože dopravník dopravuje materiál vodorovně, tím pádem nevzniká žádné převýšení h_D .

$$P_d = \frac{184,65 \cdot 260 \cdot 9,81}{3 \cdot 600} \cdot 3 \cdot 3 = 1 \, 177,42 \text{ W} \doteq 1,18 \text{ kW} \quad (31)$$

3.1.8. Výpočet axiální síly

Pro správné navržení šnekového dopravníku je také třeba spočítat velikost axiální síly, která působí v ose šneku a zatěžuje tím ložiska, případně ložiskové domky a čelní plechy dopravníku, na kterých jsou ložiskové domky přišroubovány.

Při výpočtu velikosti axiální síly vycházíme ze vztahu (32).

$$F_a = \frac{M}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad (32)$$

Abychom mohli do rovnice (32) dosadit příslušné veličiny, musíme je nejdříve dopočítat dle známých vzorců, uvedených v kapitole 2.5.4.

Jako první veličinu spočítáme hnací moment hřídele šneku pomocí vztahu (33), kde známe příkon asynchronního elektromotoru, který je v našem případě 1,18 kW, a námi zvolené otáčky $1,8 \text{ s}^{-1}$.

$$P_d = M \cdot \omega \rightarrow M = \frac{P_d}{2\pi \cdot n} \quad (33)$$

$$M = \frac{1\,180}{2 \cdot \pi \cdot 1,8} = 104,16 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (34)$$

Další veličinou, kterou musíme dopočítat, je účinný poloměr šnekovnice R_s ze vztahu (35).

$$R_s = (0,35 \div 0,4) \cdot D \quad (35)$$

Účinný poloměr je dle vztahu (35) $0,35 \div 0,4$ násobek velkého poloměru šnekovnice, který je 0,55 m. Pro náš případ vezmeme nejhorší možný násobek z tohoto intervalu, tím pádem bude účinný poloměr následovný:

$$R_s = 0,35 \cdot 0,55 = 0,19 \text{ m} \quad (36)$$

Předposlední veličinou, která je nutná ke správnému dopočítání axiální síly dopravníku, je úhel stoupání šnekovnice, který vypočítáme podle vztahu (37).

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi \cdot D} \rightarrow \alpha = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi \cdot D} \quad (37)$$

Znamé stoupání 0,4 m a velký průměr šnekovnice 0,55 m dosadíme do výše zmíněného vztahu (37), viz níže:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{0,4}{\pi \cdot 0,55} = 0,23 \text{ rad} \rightarrow 13,05^\circ \quad (38)$$

Posledním krokem před vypočtením velikosti axiální síly je výpočet třecího úhlu φ dle vztahu (39).

$$f_m = \operatorname{tg} \varphi \rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} f_m \quad (39)$$

Pro získání velikosti třecího úhlu je třeba znát součinitel tření f_m pro zadaný dopravovaný materiál. V našem případě se jedná o dřevní štěpku, která je v kontaktu s ocelí. Dle [8], str. 12, tab. 8 volíme součinitel tření ocel – dřevo 0,6.

$$\varphi = \operatorname{arctg} 0,6 = 0,54 \operatorname{rad} \rightarrow 30,98^\circ \quad (40)$$

Nyní máme všechny potřebné veličiny pro zjištění velikosti výsledné axiální síly, která působí v ose šneku (41):

$$F_a = \frac{104,16}{0,19 \cdot \operatorname{tg}(13,05^\circ + 30,98^\circ)} = 560,23 \operatorname{N} \quad (41)$$

Vzhledem k tomu, že materiál bude ve šnekovém dopravníku dopravován tlačným způsobem, tak axiální síla 560,23 N bude působit proti směru dopravy a bude zatěžovat ložiska na straně asynchronního elektromotoru. Axiální ložisko bude uloženo v ložiskovém domku na straně elektromotoru.

3.2. Volba elektromotoru

Elektromotor je nedílnou součástí každého dopravníku. Abychom zaručili bezproblémový chod dopravníku, musíme na základě spočtených a zvolených parametrů vybrat správný motor, který bude daný dopravník pohánět.

Pro šnekové dopravníky se používají asynchronní motory z důvodu možného výskytu zbytku materiálu ve žlabu z předchozího provozu. Asynchronní motor dokáže vyvinout dostatečný okamžitý moment při startu k překonání právě tohoto odporu. U synchronního motoru by mohl být problém právě v momentě jeho rozjezdu, kdy by se ve žlabu již vyskytoval dopravovaný materiál.

Pomocí vztahu (31) jsme vypočetli potřebný příkon pro dopravu materiálu, který činí 1,18 kW. Tento příkon je třeba navýšit o určitou rezervu, například proti přetížení stroje. Musíme také vzít v potaz, že při rozběhu dopravníku může zůstat v jeho pracovní části materiál z předchozího provozu. Proto je třeba potřebný výkon navýšit. Výsledný příkon určíme ze vztahu (42):

$$P_{dv} = 1,3 \cdot P_d \quad (42)$$

$$P_{dv} = 1,3 \cdot 1,18 = 1,53 \operatorname{kW} \quad (43)$$

Dalším důležitým parametrem pohonné jednotky je krouticí moment, který je schopna vyvinout. Dle vztahu (34) jsme zjistili, že moment na hřídeli šneku je $104,16 \text{ Nm}$.

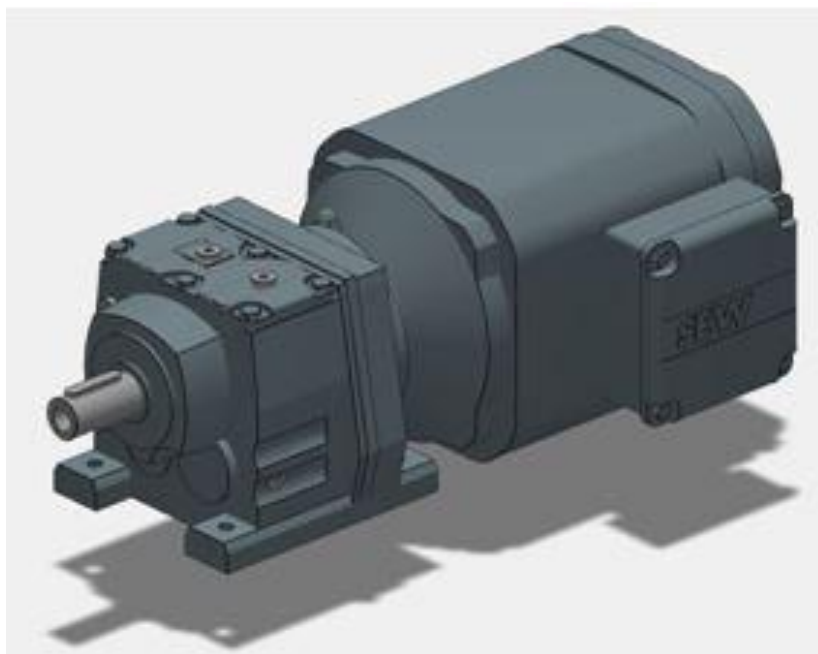
Posledním kritériem, dle kterého budeme vybírat správnou pohonnou jednotku, jsou výstupní otáčky. Zvolené otáčky $1,8 \text{ s}^{-1}$ odpovídají otáčkám 108 min^{-1} , podle kterých jsou většinou pohonné jednotky rozřazeny.

Jako pohon šnekového dopravníku jsme zvolili čelní převodový motor od firmy SEW EURODRIVE s označením R37DRS90L4 s parametry viz tab. 4.

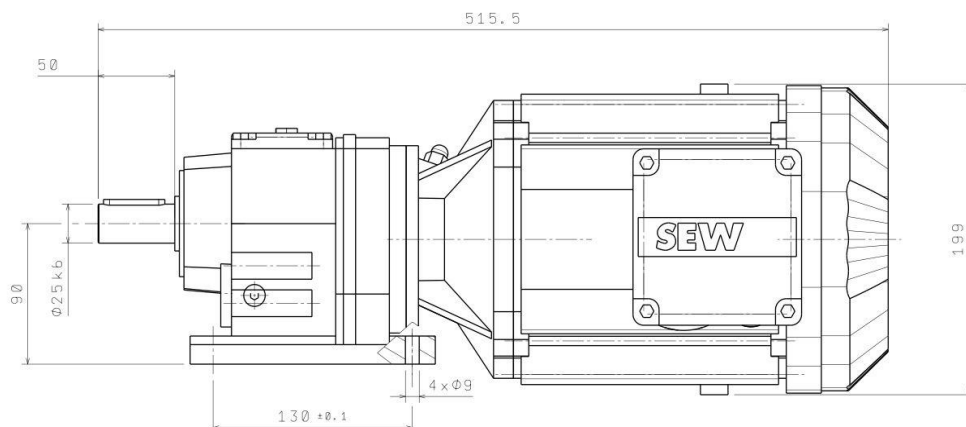
tab. 4.: Parametry asynchronního převodového elektromotoru[18]

Motor:	P [kW]	η [%]	Póly [l]	M_v [Nm]	n_J [min^{-1}]	n_v [min^{-1}]	I [A]	U [V]	i [l]
	2,2	80	4	199	1 400	106	4,9	400	13,25

Níže můžeme vidět 3D model převodového motoru od firmy SEW EURODRIVE (obr. 30), a také jeho základní rozměry (obr. 31).



obr. 30.: 3D model použitého elektromotoru[18]

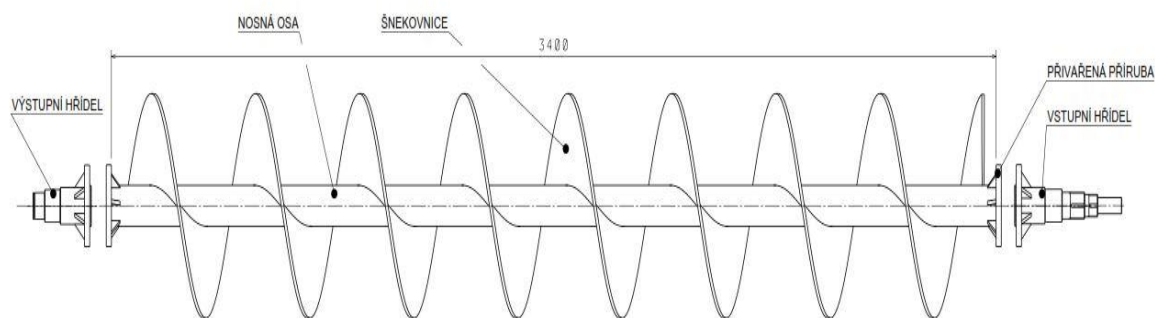


obr. 31.: Základní rozměry převodového motoru[18]

3.3. Výsledná podoba šneku

Na základě výše vypočtených hodnot jednotlivých rozměrů šnekovnice a středové osy můžeme nyní přistoupit k řešení problému, který představuje připojení vstupního a výstupního hřídele. Na těchto hřídelích budou uložena ložiska, protože na ose šneku (trubce) by nebylo konstrukčně možné vytvořit potřebná osazení, nutná pro správnou funkci ložisek.

Spojení osy se vstupním a výstupním hřídelem bude pomocí vzájemně středěných přírub. Na osu bude také přivařena příruba, pomocí které docílíme možnosti spojení vstupního a výstupního hřídele pomocí šroubového spoje a výše uvedeného vystředění. Výslednou podobu šneku můžeme vidět naobr. 32.



obr. 32.: Navržený šnek

Vzhledem k funkčnosti a konstrukci vstupního a výstupního hřídele je třeba těmto prvkům věnovat samostatné kapitoly viz 3.7.1 a 3.7.2.

3.4. Kontrolní výpočty šneku

Nejvíce namáhaným místem šneku vzhledem k meznímu stavu pružnosti je trubka, která tvoří jádro šneku. Je namáhána vlastní hmotností šneka na ohyb a vlivem přenášeného krouticího momentu mezi lopatkami a pohonem na krut.

V případě zaplnění zásobníku kaly nad úroveň šneku, je tento šnek díky platnosti Archimédova zákona nadnášen. Avšak v případě úplného vyprázdnění zásobníku, je šnek zatížen na ohyb celou vlastní tíhou, kterou také budeme uvažovat při tomto výpočtu. Z hlediska namáhání prutu toto zatížení představuje rovnoměrné liniové zatížení. Vzhledem k tomu, že průměr šneku je mnohem menší než jeho délka, tak můžeme pro výpočet použít model prutu a neuvažovat posouvající síly.

V případě namáhání na krut volíme krouticí moment roven výstupnímu momentu pohonu, což je maximální hodnota, která připadá v úvahu pouze v krajních případech.

Při výpočtu maximálního průhybu budeme uvažovat jen oblast mezi přivařenými přírubami na ose šneku, viz obr. 32 pod kótou 3400. Abychom byli schopni provést výpočet analyticky, tak je třeba použít takovéto zjednodušení. Při zjednodušení zároveň předpokládáme, že průhyb vstupního a výstupního hřídele bude, vzhledem k jejich délce, konstrukci a robustnosti, nulový, tudíž jejich vliv do výpočtu průhybu osy šneku neuvažujeme.

3.4.1. Výpočet hmotnosti šnekové trubky

Abychom mohli analyticky počítat průhyb osy šneku, musíme znát všechny prvky, které se promítnou ve výsledném liniovém zatížení. Jedním z těchto prvků je právě hmotnost samotné šnekové trubky.

Šnekovou trubku volíme jako ocelovou bezešvou trubku s vnějším průměrem $d = 100 \text{ mm}$, tloušťkou stěny $t = 8 \text{ mm}$, materiál S235, označení TR Ø100 x 8 – ČSN 42 4715.01. Hmotnost jednoho metru trubky je $m_1 = 18,5 \text{ kg}$. Délka trubky $L = 3,4 \text{ m}$.

Celkovou hmotnost trubky vypočteme dle vztahu (44):

$$m_t = m_1 \cdot L \quad (44)$$

$$m_t = 18,5 \cdot 3,4 = 62,9 \text{ kg} \quad (45)$$

3.4.2. Výpočet hmotnosti šnekovnice

Dalším prvkem, který vystupuje ve výsledném zatížení na ohyb je hmotnost šnekovnice. Hmotnost jednoho listu šnekovnice vypočítáme dosazením do vztahu (46).

$$m_{s1} = V_z \cdot \rho \quad (46)$$

Pro tento výpočet již známe hustotu materiálu, kdy hustota ocele $\rho = 7\,850 \text{ kg/m}^3$. Jediná neznámá v tomto vztahu je objem listu. Pro jeho výpočet musíme nejprve zjistit střední délku závitu dle vztahu (47).

$$L_s = \sqrt{0_z^2 + s^2} = \sqrt{\left[\pi \cdot \left(\frac{D-d}{2}\right)\right]^2 + s^2} \quad (47)$$

Víme, že velký průměr šnekovnice $D = 0,55 \text{ m}$, velký průměr nosné trubky šneku $d = 0,10 \text{ m}$, a stoupání šnekovnice $s = 0,40 \text{ m}$.

$$L_s = \sqrt{\left[\pi \cdot \left(\frac{0,55 - 0,10}{2}\right)\right]^2 + 0,40^2} = 0,40 \text{ m} \quad (48)$$

Požadovaný objem jednoho závitu šnekovnice získáme dosazením výše vypočítaných hodnot do vztahu (49), kdy tloušťka listu šnekovnice $t = 10 \text{ mm}$.

$$V_z = S_s \cdot L_s = \frac{D-d}{2} \cdot t \cdot L_s \quad (49)$$

$$V_z = \frac{0,55 - 0,10}{2} \cdot 0,01 \cdot 0,40 = 0,000\,9 \text{ m}^3 \quad (50)$$

V této chvíli máme všechny potřebné hodnoty k vypočtení hmotnosti jednoho závitu. Výpočet hmotnosti bude po dosazení do vztahu (46) vypadat následovně:

$$m_{s1} = 0,000\,9 \cdot 7\,850 = 18,02 \text{ kg} \quad (51)$$

Po zjištění hmotnosti jednoho závitu je potřeba spočítat hmotnost celé šnekovnice, respektive všech závitů. Pro tento výpočet musíme znát přesný počet závitů, které tato šnekovnice obsahuje.

Vzhledem ke konstrukci celého šneku a potřeby přivaření příslušných přírub, opatřených příslušnými „vzpěrami“ nemůžeme šnekovnici na nosnou trubku přivařit v celé délce $3,40 \text{ m}$. Pro bezproblémovou manipulaci při navařování přírub ponecháme na každém konci trubky 50 mm . Výsledná délka, po které se vine

šnekovnice, bude tedy 3,30 m. Délku dosadíme do vztahu (52), kde stoupání je opět 0,40 m.

$$Z = \frac{L}{s} \quad (52)$$

$$Z = \frac{3\,300}{400} = 8,25 \quad (53)$$

Ze známého počtu závitů, a hmotnosti jednoho závitu již jednoduše dle vztahu (54) vypočteme hmotnost celé šnekovnice:

$$m_{\text{š}} = m_{\text{š1}} \cdot Z \quad (54)$$

$$m_{\text{š}} = 18,02 \cdot 8,25 = 148,67 \text{ kg} \quad (55)$$

3.4.3. Výpočet hmotnosti šneku

Z výše vypočtených hmotností můžeme nyní dopočítat celkovou hmotnost šneku, která bude následně použita při dalších výpočtech. Důležitá je zejména při výpočtu maximálního ohybového momentu na středové ose šneku a při následném zjištění maximálního průhybu. Celkovou hmotnost vypočteme dosazením hmotnosti šnekovnice a hmotnosti šnekové trubky do vztahu (56) viz níže:

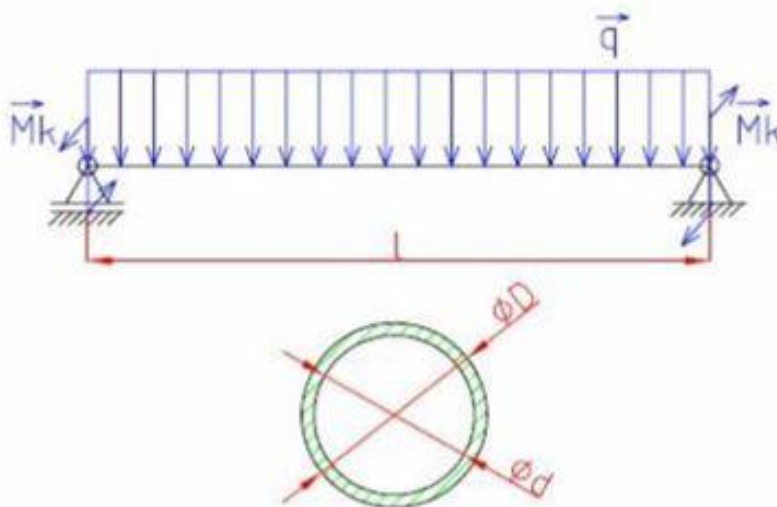
$$m_c = m_t + m_{\text{š}} \quad (56)$$

$$m_c = 62,9 + 148,67 = 211,60 \text{ kg} \quad (57)$$

3.4.4. Výpočet maximálního ohybového momentu

Kontrola na ohyb je jedním z nejdůležitějších faktorů, který je třeba zkontrolovat. Zásadní veličinou, která v této kontrole vystupuje, je maximální ohybový moment. Jeho velikost závisí na délce zvolené trubky, její hmotnosti, šnekovnice a na zvolených průměrech.

Namáhání trubky a její hlavní rozměry jsou na obr. 33:



obr. 33.: Rozbor namáhání trubky šneku

Do výpočtu uvažují tíhu vlastní trubky a přivažené šnekovnice. Objem a váha těchto součástí jsou vypočteny v kapitolách 3.4.1, 3.4.2 a 3.4.3.

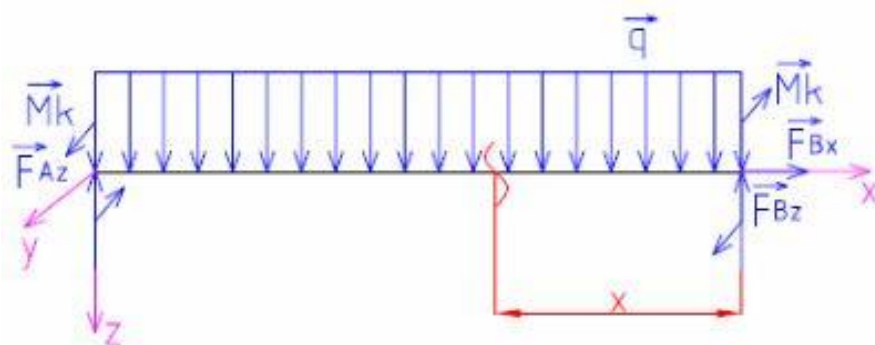
Prvním krokem je výpočet velikosti rovnoměrného liniového zatížení ze známé celkové hmotnosti a délky prutu dle vztahu (58):

$$q = \frac{F}{l} = \frac{m_c \cdot g}{l_s} \quad (58)$$

Po dosazení do rovnice (58):

$$q = \frac{211,6 \cdot 9,81}{3,4} = 610,54 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (59)$$

Dalším krokem je již výpočet maximálního ohybového momentu. Ohybový moment vzniká působením rovnoměrného liniového zatížení. Určení sil v podporách vychází z podmínky statické rovnováhy, znázorněné na obr. 34.



obr. 34.: Staticky uvolněný prut

Z výše znázorněné rovnováhy plyne:

$$F_{Bx} = 0 \quad (60)$$

$$F_{Az} = F_{Bz} = \frac{q \cdot L}{2} \quad (61)$$

Z podmínek statické rovnováhy uvolněného prvku dále vyplývá průběh ohybového momentu, který se vypočte dle vztahu (62):

$$M_{Omax} = F_{Bz} \cdot x - \frac{q \cdot x}{2} \cdot x = \frac{q \cdot L}{2} \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} \quad (62)$$

Maximální ohybový moment je v místě $x = L/2$ a jeho velikost vypočteme dosazením příslušných veličin do vztahu (62):

$$M_{Omax} = \frac{q \cdot L}{2} \cdot \frac{L}{2} - \frac{q \cdot \left(\frac{L}{2}\right)^2}{2} = \frac{q \cdot L^2}{8} = \frac{610,54 \cdot 3,4^2}{8} = 882,22 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (63)$$

3.4.5. Výpočet bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu použitého materiálu

V momentě, kdy známe velikost maximálního ohybového momentu, můžeme přistoupit k výpočtu bezpečnosti.

Jako první veličinu musíme vypočítat hodnotu modulu průřezu v ohybu dle vztahu (64), který je potřeba znát pro výpočet bezpečnosti, vzhledem k mezi kluzu použitého materiálu.

$$W_O = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - d_t^4}{d} \quad (64)$$

Po dosazení do rovnice (64) následně vypočteme velikost modulu průřezu v ohybu:

$$W_O = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,1^4 - 0,084^4}{0,1} = 4,93 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (65)$$

Dále je třeba spočítat velikost redukovaného napětí dle vztahu (66):

$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{M_{Omax}^2 + M_V^2}}{W_O} \quad (66)$$

Následně po dosazení příslušných hodnot do vztahu (66) zjistíme velikost redukovaného napětí, které poté využijeme při výpočtu příslušné bezpečnosti.

$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{882,22^2 + 199^2}}{4,93 \cdot 10^{-5}} = 18,35 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (67)$$

Požadovanou bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti určíme dle vztahu (68).

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (68)$$

Po dosazení do vztahu (68) nám vyjde bezpečnost následovně:

$$k_k = \frac{220}{18,35} = 11,99 \quad (69)$$

Výsledná hodnota bezpečnosti je vyhovující, takže tento šnek by se mohl použít. Šnek je značně předimenzován a při použití v praxi by se mohl zmenšit průměr trubky. V tomto případě by se usnadnila manipulace, protože by byl celý šnek o několik kilo lehčí.

3.4.6. Výpočet maximálního průhybu osy šneku

Dalším krokem při kontrole šneku bude výpočet jeho maximálního průhybu vyvolaného vlastní tíhou.

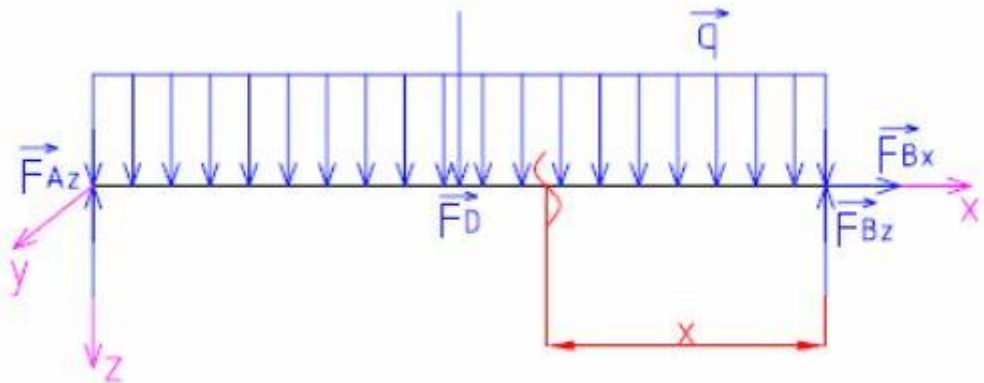
Tento průhyb je důležitý při návrhu vůle mezi šnekem a vanou. Šnek je uložen v naklápěcích ložiscích, která umožňují naklopení při průhybu šneku. Maximální průhyb šneku určím pomocí Maxwell-Mohrovy varianty Castiglianovy věty.

Protože v místě předpokládaného maximálního průhybu (v místě $x = L/2$) nepůsobí žádná síla, musím v tomto bodě zavést doplňkovou „jednotkovou“ sílu F_D . Díky symetrii prutu poté stačí řešit pouze jeho jednu polovinu.

Určení sil v podporách vychází z podmínky statické rovnováhy prutu (obr. 35) a z jednoduchosti řešení plyne:

$$F_{Bx} = 0 \quad (70)$$

$$F_{Az} = F_{Bz} = \frac{q \cdot L}{2} + \frac{F_D}{2} \quad (71)$$



obr. 35.: Uvolněný stav prutu se zavedenou doplňkovou silou

Z podmínek statické rovnováhy uvolněného prvku dále vyplývá průběh ohybového momentu zahrnující doplňkovou sílu dle vztahu (72):

$$M_O(x) = F_{Bz} \cdot x - \frac{q \cdot x}{2} \cdot x = \frac{q \cdot l}{2} \cdot x + \frac{F_d}{2} \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} \quad (72)$$

Derivace průběhu ohybového momentu zahrnující doplňkovou sílu provedeme dle vztahu (73).

$$\frac{\delta M_O(x)}{\delta F_d} = \frac{\frac{q \cdot l}{2} \cdot x + \frac{F_d}{2} \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2}}{\delta F_d} = \frac{x}{2} \quad (73)$$

Pro výpočet maximálního průhybu osy šneku musíme dále vypočítat kvadratický moment průřezu dosazením příslušných rozměrů nosné osy do vztahu (74):

$$J = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4 - d_t^4) \quad (74)$$

$$J = \frac{\pi}{64} \cdot (100^4 - 84^4) = 24,65 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4 \quad (75)$$

S využitím symetrie prutu konstantního průběhu kvadratického momentu průřezu a následnému položení $F_D = 0$, řeším následující vztah (76) pro maximální průhyb šneku vlastní tíhou:

$$\begin{aligned} W &= 2 \int_0^{\frac{l}{2}} \left[\frac{M_O(x)}{E \cdot J(x)} \cdot \frac{\delta M_O(x)}{\delta F_d} \right] dx = \frac{2}{E \cdot J} \int_0^{\frac{l}{2}} \left[\left(\frac{q \cdot l}{2} \cdot x + \frac{F_d}{2} \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} \right) \cdot \frac{x}{2} \right] dx = \\ &= \frac{2 \cdot q}{4 \cdot E \cdot J} \cdot \int_0^{\frac{l}{2}} \left[\left(\frac{l}{2} \cdot x - \frac{x^2}{2} \right) \cdot \frac{x}{2} \right] dx = \end{aligned} \quad (76)$$

$$= \frac{q}{2 \cdot E \cdot J} \int_0^{\frac{1}{3}} (l \cdot x^2 - x^3) dx =$$

$$= \frac{q}{2 \cdot E \cdot J} \cdot \left[l \cdot \frac{x^3}{3} - \frac{x^4}{4} \right]_0^{\frac{1}{3}}$$

Po dosazení příslušných hodnot do finálově upraveného a zintegrovaného vztahu (76) vypočteme maximální průhyb osy šneku.

$$W = \frac{q}{2 \cdot E \cdot J} \cdot \left(L \cdot \frac{\left(\frac{L}{2}\right)^3}{3} - \frac{\left(\frac{L}{2}\right)^4}{4} \right) =$$

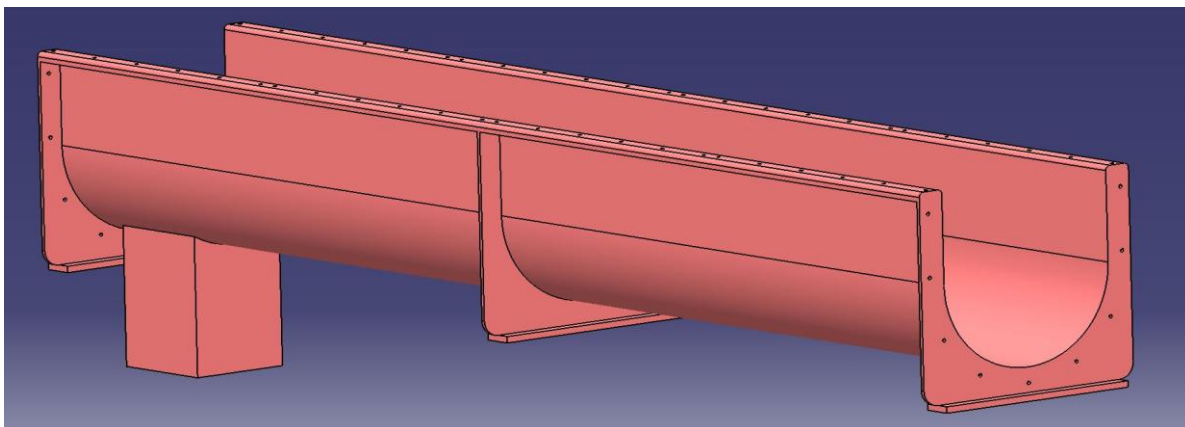
$$= \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E J} =$$

$$= \frac{5 \cdot 610,54 \cdot 3,40^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 24,65 \cdot 10^{-7}} = 0,002 \, 05 \, m \rightarrow 2,05 \, mm \quad (77)$$

Maximální průhyb osy šneku je 2,05 mm. S tímto vypočteným průhybem souvisí volba vůle mezi šnekem a dnem zásobníku. Na základě vypočteného průhybu volím vůli mezi šnekem a dnem zásobníku 15 mm. Zároveň z vypočítaného průměru vidíme, že průhyb 2,05 mm můžeme hodnotit kladně vzhledem k celkové délce šneku.

3.5. Návrh žlabu dopravníku

Jednou z nejdůležitějších částí dopravníku je žlab, uvnitř kterého se bude dopravovaný materiál pohybovat. Z několika běžných tvarů žlabu, které jsme si představili v kapitole 2.3.2, jsme vybrali korytový žlab ve tvaru písmene U. Základní tvar 3D modelů můžeme vidět na obr. 36a základní rozměry na obr. 37.

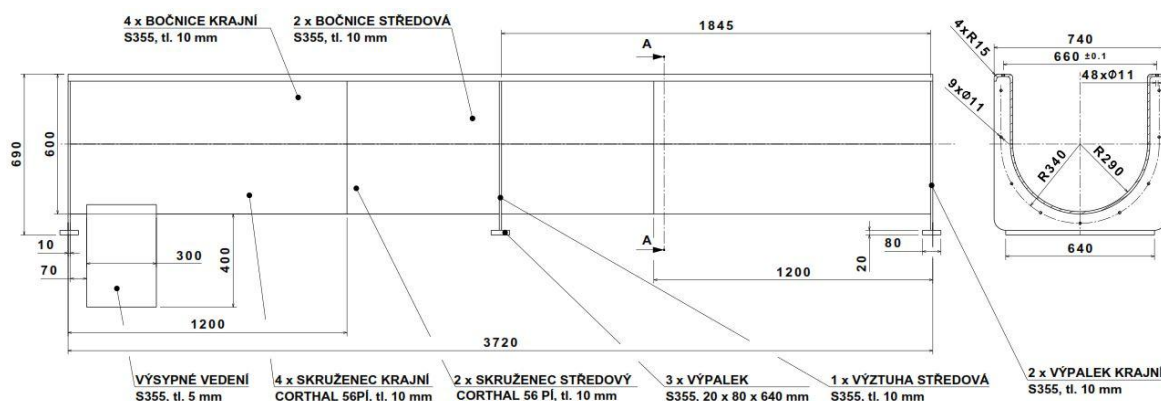


obr. 36.: 3D model žlabu šnekového dopravníku

Na základě výše vypočteného průhybu, v kapitole 3.4.6, máme stanovený poloměr koryta, pod který se nesmíme při návrhu dostat. Pokud bychom při návrhu nebrali v potaz vypočtený průhyb, šnek by se dotýkal žlabu, začal by se opotřebovávat a mohlo by dojít k prodření žlabu. Z tohoto důvodu volíme vůli mezi šnekem a žlabem 15 mm.

Zvolená veliká vůle má své opodstatnění. Vzhledem k faktu, že dřevní štěpka je při dopravě velice abrazivní, vycházíme z předpokladu, že na dně ulpí její vrstva. Po dané vrstvě se bude dále dopravovaná štěpka posouvat. Konstrukční úpravou zmenšíme opotřebení žlabu a zvýšíme jeho životnost.

Vzhledem k velikosti zástavby a výše vypočtených základních rozměrů jsme došli k závěru, že žlab by měl být dlouhý 3 720 mm. Žlab vytvoříme kompletně z 9 kusů plechu.



obr. 37.: Zjednodušený výkres žlabu dopravníku

Žlab bude rozdělen do tří částí, kde každá část se bude skládat ze třech dílčích plechů, které vytvoří výslednou geometrii. Dvě krajní části budou mít délku 1 200 mm a střední část bude měřit 1 320 mm. Dno žlabu bude vyrobeno ze skružených tvrdonávarových plechů o tloušťce 10 mm, jelikož výborně odolávají abrazi.

Tvrдость tohoto plechu by se měla pohybovat cca od 400 HB výše. Velká abraze je způsobena dopravovaným materiálem, který ve zbytkovém množství zůstává mezi dnem a listy šneku a tím rozrušuje povrch dna. Velice elegantním řešením tohoto problému je výroba žlabu právě z tvrdonávarového materiálu, který je velice odolný proti abrazi a jeho tvrdost se pohybuje kolem 62 HRC.

Podkladem je konstrukční ocel $S355 J2 + N$, díky které je tento materiál možné tvářet za studena a také je možné na straně konstrukční ocele vytvářet pevnostní svary.

Bočnice, které budou mít ohnuté horní lemy pro uchycení poklopu, budou vyrobené z konstrukční ocele $S355 J2 + N$ o tloušťce 10 mm a přivařené k výše zmíněným speciálním kompozitním plechům. Tyto části žlabu nebudou přicházet primárně do styku s dopravovaným materiálem, a díky tomu můžeme zvolit jako materiál plechu klasickou konstrukční ocel.

Oba konce žlabu budou opatřeny přivařeným výpalkem z plechu tloušťky 10 mm a materiálu $S355 J2 + N$. Tyto plechy, přivařené ke spodní hraně žlabu, budou opisovat jeho tvar vizobr. 37. Výpalky také obsahují díry pro šrouby $M10$, pomocí kterých se k výpalkům přišroubují čela dopravníku, sloužící k uchycení ložiskových domků.

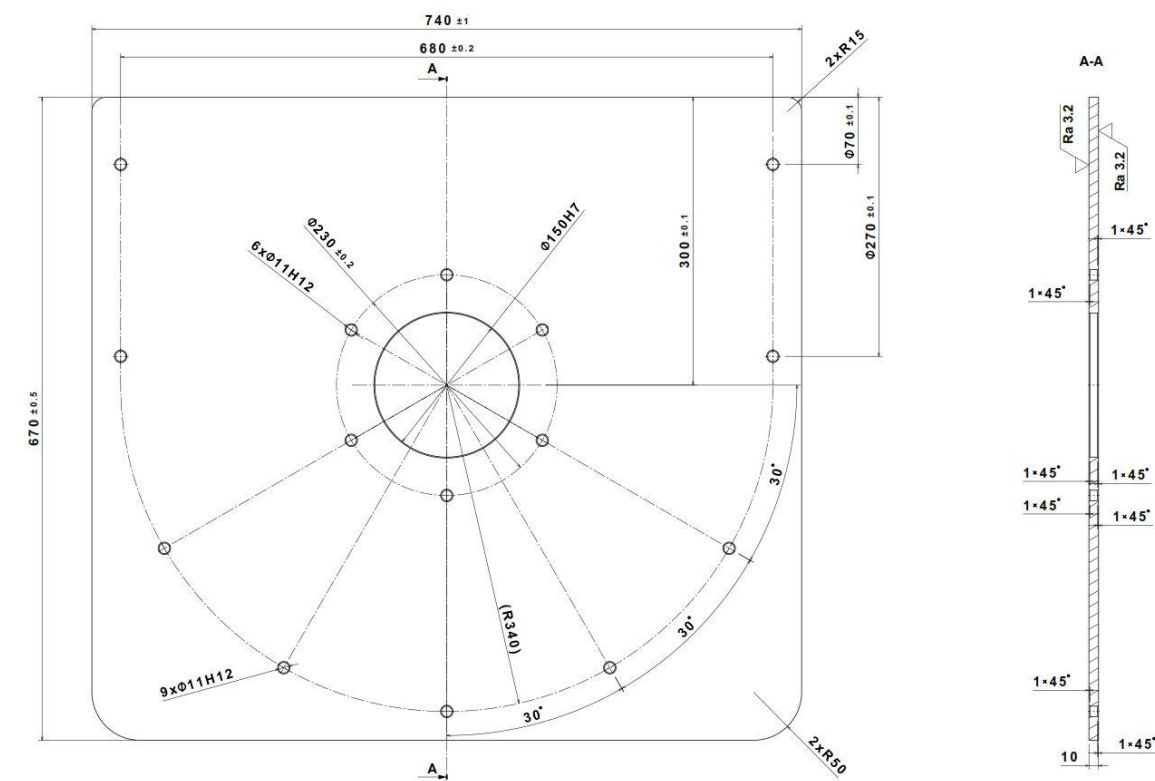
Střední část žlabu bude opatřena přivařenou výztuhou z plechu stejného tvaru, jako výše zmíněné čelní výpalky. Jediným rozdílem mezi těmito díly je absence děr pro šrouby, jelikož na středovou výztuhu již nepotřebujeme šroubovat žádné jiné součásti.

Ve spodní části přechází výpalky ve čtvercový tvar, na který bude opět přivařen plech tloušťky 20 mm a materiálu $S355 J2 + N$ vizobr. 37. Tento plech je opatřen otvory pro ukotvení celého dopravníku k pevnému podloží.

Součástí žlabu je také výsypný otvor opatřený vedením pro výsyp materiálu do potřebného místa. Tento díl bude ke korytu opět přivařen koutovým svarem.

3.6. Čelní plech dopravníku

Začátek i konec výše zmíněného žlabu musí být zakrytovány. Pro tento účel slouží dva identické čelní plechy, kdy se každý z nich použije na jednu stranu dopravníku. Tyto plechy (obr. 38) budou vypáleny z materiálu $S355 J2 + N$ o tloušťce 10 mm .



obr. 38.: Výkres čelního plechu dopravníku

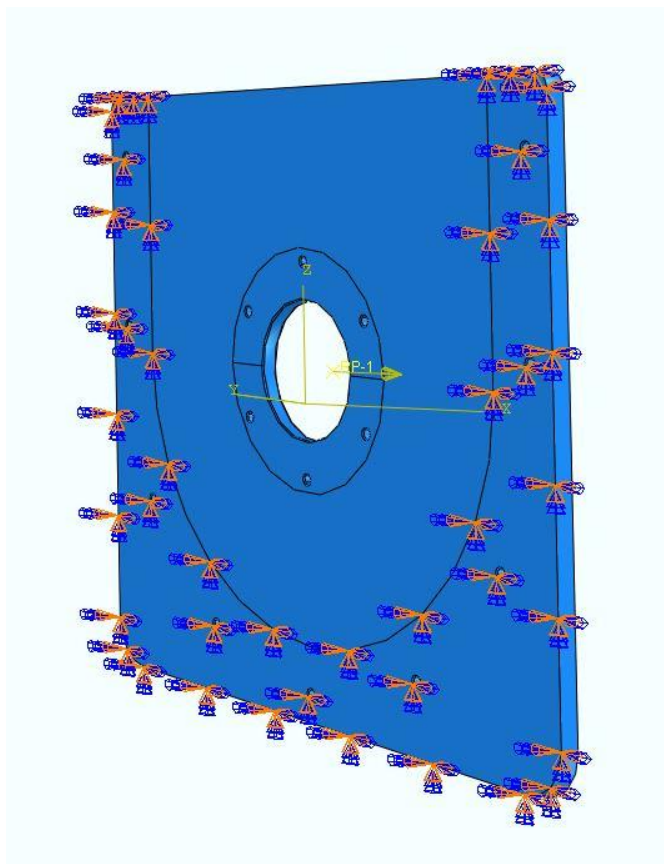
Po obvodu jsou tyto výpalky opatřeny 9 dírami pro šrouby, viz obr. 38, které budou sloužit ke spojení čelních plechů se žlabem.

V prostřední části čelního plechu je vypálen a následně obroben otvor pro vystředění ložiskového domku. Čelní plech slouží pro uchycení ložiskových domků. Na straně motoru, kde tímto plechem prochází vstupní hřídel, bude působit axiální síla, která je zachytávána v příslušných ložiscích.

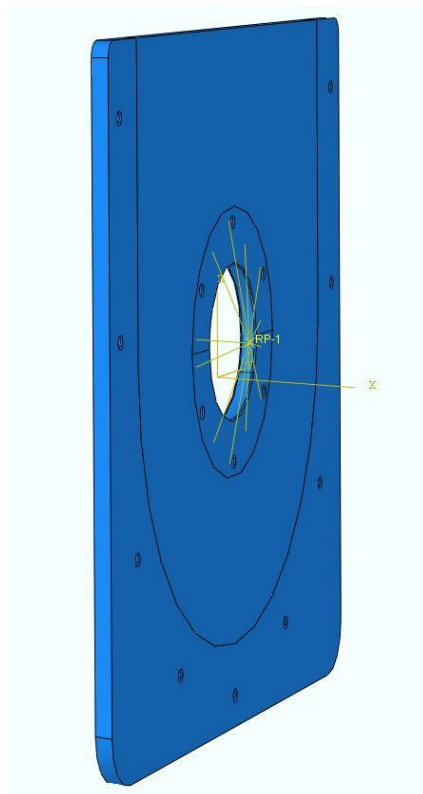
3.6.1. Výpočet posuvu a napětí metodou konečných prvků

Vzhledem k faktu, že v místě uchycení ložiskového domku bude na čelním plechu docházet k deformaci, způsobené axiální silou šneku, provedeme výpočet zatížení a deformací pomocí metody konečných prvků (MKP) v software Abaqus.

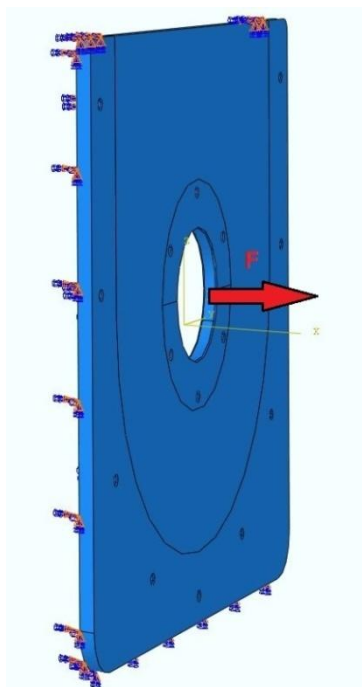
V oblasti, kde plech doléhá na žlab dopravníku, nadefinujeme v 3D modelu vetknutí (obr. 39). V celé dosedací ploše ložiskového domku, kde pomocí funkce coupling svážeme referenční bod s dosedací plochou ložiskového domku (obr. 40), zatížíme plech samělou silou o velikosti 560 N (obr. 41).



obr. 39.: Definice vetknutí v MKP softwaru Abaqus



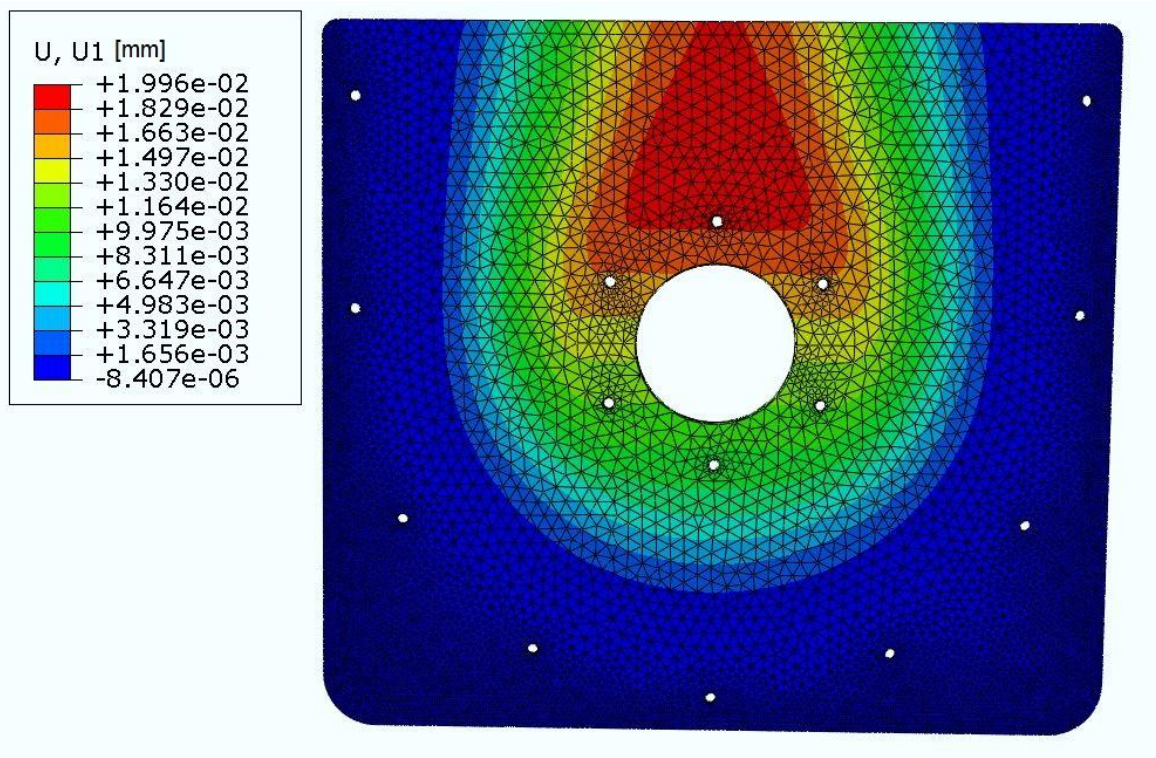
obr. 40.: Zobrazení funkce coupling na 3D modelu ve výpočtovém softwaru Abaqus



obr. 41.: Zatížení čelního plechu axiální silou

Po úspěšném sestavení tetragonálních sítí spustíme výpočetní software a následně zhodnotíme vypočtené hodnoty.

Na obr. 42 můžeme vidět graficky znázorněné posuvy bodů plechu ve směru X, což je směr axiální síly, která na plech působí.



obr. 42.: Grafické znázornění posuvů ve směru osy dopravníku

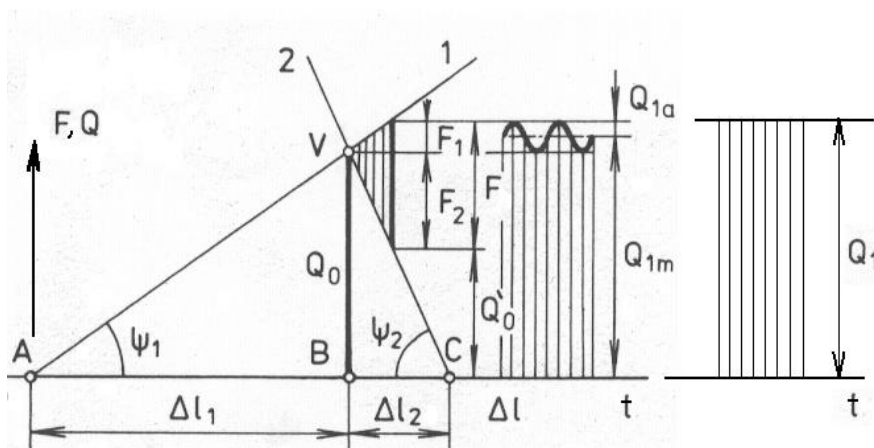
Jak jsme mohli předpokládat, největší hodnota průhybu plechu bude od středu plechu (otvoru pro hřídel) směřovat nahoru do středu horní hrany plechu, kde je plech bez uložení, nebo jiné vazby vzhledem ke žlabu. Z výsledných hodnot můžeme vidět, že maximální průhyb se pohybuje kolem hodnoty $0,02\text{ mm}$ a v místech zvoleného vetknutí je průhyb nulový. S rostoucí vzdáleností od středu plechu se průhyb plechu zmenšuje.

Vzhledem k faktu, že průhyb plechu se pohybuje v řádu jednotek setin milimetru a maximální napětí je $6,56\text{ MPa}$, tak bychom mohli bez problémů zvolit plech tloušťky 5 mm , snížit tím výrobní náklady a celkovou hmotnost dopravníku.

3.6.2. Kontroly pevnosti šroubového spoje

V následujících výpočtech bude provedena kontrola statické a dynamické pevnosti šroubového spoje, který spojuje ložiskový domek s čelním plechem dopravníku. Po montáži 6 ks šroubů $M10$ (křížem) je každý šroub namáhán kombinací statického tahového osového předpětí a statickým smykovým napětím v závislosti na velikosti utahovacího momentu. Montáž je realizována kontrolním ohybovým momentovým klíčem. Předepsaný utahovací moment na klíči je v rozsahu $(46 \pm 2)\text{ Nm}$.

Vzhledem ke skutečnosti, že exponované dynamicky namáhané šroubové spoje jsou navrhovány jako předepjaté, vnější míjivá provozní síla se vlivem osového předpětí ve šroubu změní na výsledný vnitřní silový průběh pulzující (tepavý). Pro použité šrouby je vnitřní silový pulzující (tepavý) cyklus s malou amplitudou napěťového cyklu vhodný a tento princip je patrný z diagramu síla – deformace (Rötscherův diagram) viz obr. 43.



obr. 43.: Diagram síla - deformace (Rötscherův diagram)[19]

V tab. 5 jsou uvedené parametry použitého šroubového spojení, které je tvořeno šroubem $M10 \times 40 - 8.8$ s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem, příslušnou podložkou a šestihrannou maticí.

tab. 5.: Parametry šroubového spojení

P_s	d_s	d_1	d_2	d_3	i_s	ρ_{TM}
1,5	10	8,376	9,026	8,160	1	12,7

3.6.2.1. Statická kontrola pevnosti šroubového spoje

Hodnota utahovacího momentu na klíči při utahování šroubového spoje je závislá na jakosti povrchu závitových ploch (včetně případné povrchové úpravy), provedení dosedacích ploch pod hlavou šroubu či pod maticí a na použití maziva při montáži (např. oleje, tuku).

Rovněž je možné konstatovat, že při daném utahovacím momentu na klíči se v závislosti na výše uvedených parametrech liší i dosažená hodnota osového tahového předpětí ve šroubu. Tato hodnota osového předpětí může být ovlivněna i otláčením (plastizací) povrchu v kontaktních plochách spoje i závitových ploch. Tato problematika je komplikovaná, neboť výše citované parametry (vlivy) jsou proměnné i během samotného procesu utahování šroubového spoje.

- **Výpočet úhlu stoupání závitu**

Prvním krokem ve statické kontrole je výpočet úhlu stoupání závitu, který určíme ze vztahu (78).

$$\gamma_s = \arctg \frac{i_s \cdot P_s}{\pi \cdot d_2} \quad (78)$$

$$\gamma_s = \arctg \frac{1,1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,03^\circ \quad (79)$$

- **Velikost součinitele tření v jednochodém metrickém závitu**

Velikost součinitele tření, na kterém závisí velikosti utahovacích momentů a silových poměrů ve šroubovém spojení, vypočteme dle vztahu (80).

$$f' \approx \frac{f}{\cos \beta} \quad (80)$$

Součinitel tření f pro závitovou dvojici ocel / ocel a použití maziva při montáži volíme $f = 0,14$. Úhel sklonu profilu závitu β má pro metrický závit hodnotu 30° viz vztah (81) níže.

$$f' = \frac{0,14}{\cos 30^\circ} = 0,162 \quad (81)$$

• Výpočet velikosti osového předpětí

Pro výpočet velikosti osového předpětí musíme vycházet ze vztahu (82) pro utahovací moment na momentovém klíči.

$$M_{KK} = M_K + M_{TM} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_s + \varphi') + Q_0 \cdot \rho_{TM} \cdot f_{TM} \quad (82)$$

Po úpravě vztahu (82) získáme vztah (83) pro výpočet osového předpětí.

$$Q_0 = \frac{M_{KK}}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_s + \varphi') + \rho_{TM} \cdot f_{TM}} \quad (83)$$

Utahovací moment na klíči byl zvolen dle [20] jako $46\,000\,N \cdot mm$, pro úhel tření v závitě platí vztah (84):

$$f' = \operatorname{tg} \varphi' = 0,162 \rightarrow \varphi' = 9,2^\circ \quad (84)$$

Střední poloměr dosedací plochy pod maticí je pro matici M10: $\rho_{TM} = 7\,mm$ a součinitel tření ve stykové ploše pod maticí je pro styk ocel – ocel zvolen $f_{TM} = 0,14$. Po dosazení výše zmíněných a vypočtených hodnot do vztahu (84) dostaneme výsledný vztah (85) pro velikost osového předpětí.

$$Q_0 = \frac{46\,000}{\frac{9,026}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,03^\circ + 9,2^\circ) + 7,0 \cdot 0,14} = 23\,490,73\,N \quad (85)$$

• Měrný tlak v závitech matice M10

Na základě maximálního dovoleného tlaku v závitech matice $p_{zdov} = 150\,MPa$, dle [8] str. 398, vypočteme měrný tlak v závitech dle vztahu (86) a porovnáme s maximálním dovoleným tlakem.

$$p_{zo} = \frac{Q_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \quad (86)$$

Pro zvolený závit M10 je nosná výška závitu $H_1 = 0,812\,mm$ a počet nosných závitů se vypočte vydělením výšky matice její roztečí.

$$p_{zo} = \frac{23\,490,73}{\pi \cdot 9,026 \cdot 0,812 \cdot 6,33} = 161,17 \text{ MPa} \geq p_{zdov} = 150 \text{ MPa} \quad (87)$$

Tlak v závitech je větší než tlak dovolený, ale vzhledem ke konstrukčnímu uzlu, kde je tento závit použit, je tento spoj vyhovující. V případě nutnosti vyhovujícího tlaku bychom mohli zvolit vyšší matici.

• Velikost síly působící na jeden šroub

Pro výpočet velikosti síly, která působí na jeden šroub, budeme vycházet ze vztahu (88), kde se axiální síla vyvolaná dopravou materiálu vydělí počtem šroubů.

$$F_{a1} = \frac{F_a}{n_s} \quad (88)$$

$$F_{a1} = \frac{560,23}{6} = 93,37 \text{ N} \quad (89)$$

• Výpočet konstanty tuhosti šroubu

Ve výpočtovém modelu musíme uvažovat vliv tuhostí všech částí šroubového spoje. Jako první část šroubového spoje je vypočtena konstanta tuhosti použitého šroubu dle vztahů (90), (92) a (94).

$$c_{s1} = \frac{E \cdot S_d}{l_d} \quad (90)$$

$$c_{s1} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 10^2}{4,11} = 1\,499\,396,49 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (91)$$

$$c_{s2} = \frac{E \cdot S_z}{l_z} \quad (92)$$

$$c_{s2} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 9,026^2}{4,17,75} = 720\,961,67 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (93)$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{c_{s1}} + \frac{1}{c_{s2}} \quad (94)$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{1\,499\,396,49} + \frac{1}{720\,961,67} = 0,000\,002\,053\,971 \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \quad (95)$$

Po úpravě vztahu (95) dopočteme výslednou konstantu tuhosti použitého šroubu.

$$c_s = \frac{1}{0,000\ 002\ 053\ 971} = 486\ 861,79\ N \cdot mm^{-1} \quad (96)$$

• Výpočet konstanty tuhosti podložky

Další přitěžovanou součástí jsou podložky. Níže vypočteme konstantu tuhosti podložky a ve výsledném výpočtu přitěžovaných součástí příslušnou hodnotu vynásobíme dvěma, protože podložky použijeme dvě.

$$c_p = \frac{E \cdot S_p}{l_p} \quad (97)$$

$$c_p = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot (20 - 10,5)^2}{4,2} = 7\ 088\ 218,42\ N \cdot mm^{-1} \quad (98)$$

• Výpočet konstanty tuhosti matice

Použitá matice M10 s výškou 9,5 mm patří také do součástí, které jsou při provozu přitěžované a její konstanta tuhosti se vypočte dle vztahu (99).

$$c_m = \frac{E \cdot S_m}{l_m} \quad (99)$$

$$c_m = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot (16 - 8,376)^2}{4,4,75} = 1\ 922\ 171,10\ N \cdot mm^{-1} \quad (100)$$

• Výpočet konstanty tuhosti spojovaných plechů

Pro výpočet konstanty tuhosti spojovaných plechů využijeme postup náhradní trubky, kde její vnější průměr je $2 \cdot d$ a vnitřní průměr je průměr vrtání díry matice. Z teorie dle [19] víme, že prvních a posledních 10% délky náhradní trubky je přitěžováno a její zbytek je odlehčován. Níže vypočteme dvě tuhosti náhradní trubky.

Jako první vypočteme část trubky, která bude přitěžována dle vztahu (101).

$$c_{n1} = \frac{E \cdot S_n}{l_{n1}} \quad (101)$$

$$c_{n1} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot (20 - 11)^2}{4,4} = 3\ 180\ 862,56\ N \cdot mm^{-1} \quad (102)$$

Pro část náhradní trubky, která bude odlehčována, vycházíme ze vztahu (103).

$$c_{n2} = \frac{E \cdot S_n}{l_{n2}} \quad (103)$$

$$c_{n2} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot (20 - 11)^2}{4 \cdot 16} = 795\,215,64 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (104)$$

• Výsledná konstanta tuhosti součástí přitěžovaných

Pro výpočet celkové tuhosti přitěžovaných součástí budeme postupovat dle vztahu (105), kde sečteme jejich převrácené hodnoty.

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_p} + \frac{1}{c_m} + \frac{1}{c_{n1}} \quad (105)$$

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{486\,861,79} + \frac{1}{7\,088\,218,42} + \frac{1}{1\,922\,171,10} + \frac{1}{3\,180\,862,56} \quad (106)$$

$$\frac{1}{c_1} = \frac{1}{0,000003029675} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \quad (107)$$

Po úpravě vztahu (107) dostaneme hodnotu výsledné konstanty tuhosti přitěžovaných součástí.

$$c_1 = 330\,068,41 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (108)$$

Dalším krokem je výpočet tuhosti odlehčovaných součástí předepjatého šroubového spoje dle vztahu (109).

$$c_2 = c_{n2} = 795\,215,64 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (109)$$

• Výpočet síly F_1 , o kterou se navýší vnitřní tahové předpětí šroubu

Dle vztahu (110) vypočteme velikost síly F_1 , která navýší vnitřní tahové předpětí šroubu.

$$F_1 = \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot F_{a1} \quad (110)$$

$$F_1 = \frac{330\,068,41}{330\,068,41 + 795\,215,64} \cdot 97,37 = 28,56 \text{ N} \quad (111)$$

• Výpočet maximální vnitřní síly

$$Q_1 = Q_0 + F_1 \quad (112)$$

$$Q_1 = 23\,490,73 + 28,56 = 23\,519,29 \text{ N} \quad (113)$$

• Výpočet tahového napětí šroubu od maximální vnitřní síly

Pro výpočet tahového napětí šroubu (114) vycházíme z maximální vnitřní síly, kterou jsme vypočetli pomocí vztahu (112).

$$\sigma_{Q_1} = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot d_3^2} \quad (114)$$

$$\sigma_{Q_1} = \frac{4 \cdot 23\,519,29}{\pi \cdot 8,160^2} = 449,73 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (115)$$

• Výpočet smykového napětí vneseného do šroubu momentovým klíčem

Pro výpočet smykového napětí, které vneseme do šroubu momentovým klíčem při montáži, postupujeme dle vztahu (116).

$$\tau_s = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (116)$$

$$\tau_s = \frac{8,23\,490,73 \cdot 9,026 \cdot \text{tg}(3,03^\circ + 9,2^\circ)}{\pi \cdot 8,160^3} = 215,39 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (117)$$

• Výpočet redukovaného napětí pro kombinované namáhání tah + krut

Pro výpočet redukovaného napětí pro kombinaci namáhání tah + krut dle hypotézy HMM vycházíme ze vztahu (118).

$$\sigma_{red_s} = \sqrt{\sigma_{Q_1}^2 + 3 \cdot \tau_s^2} \quad (118)$$

$$\sigma_{red_s} = \sqrt{449,73^2 + 3 \cdot 215,39^2} = 584,32 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (119)$$

• Výpočet výsledného součinitele statické bezpečnosti

Po vypočtení výsledného redukovaného napětí můžeme nyní vypočítat statickou bezpečnost dle vztahu (120) vzhledem ke smluvní mezi kluzu materiálu $R_{p0,2} = 640 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

$$k_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red_s}} \quad (120)$$

$$k_s = \frac{640}{584,32} = 1,1 \quad (121)$$

- **Kontrola měrného tlaku v závitech při působení vnitřní síly Q_1**

Při kontrole měrného tlaku v závitech při působení maximální hodnoty vnitřní síly ve šroubu postupujeme dle vztahu (122).

$$p_{z1} = \frac{Q_1}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \quad (123)$$

$$p_{z1} = \frac{23\,519,29}{\pi \cdot 9,026 \cdot 0,812 \cdot 6,3} = 162,14 \text{ MPa} \approx p_{zdov} = 150 \text{ MPa} \quad (124)$$

- **Kontrola měrného tlaku pod hlavou šroubu**

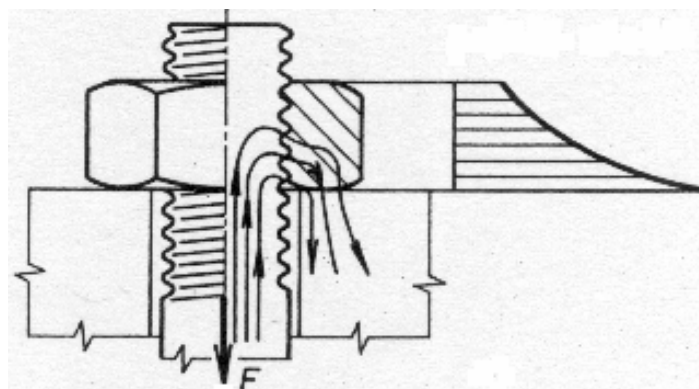
Kontrolu tlaku pod hlavou šroubu provedeme dle vztahu (125) při působení maximální hodnoty vnitřní síly Q_1 .

$$p_H = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot (D_{sr}^2 - d_{sr}^2)} \quad (125)$$

$$p_H = \frac{4 \cdot 23\,519,29}{\pi \cdot (16^2 - 8,3^2)} = 160,04 \text{ MPa} < 300 \text{ MPa} \quad (126)$$

Vzhledem k výsledné statické bezpečnosti při kombinovaném zatížení tah + krut, kdy $k_s = 1,1$ a zjištěných hodnotách měrných tlaků v závitech $p_{z1} = 162,14 \text{ MPa}$ a v dosedací ploše pod hlavou šroubu $p_H = 160,04 \text{ MPa}$, můžeme konstatovat, že navržený předepjatý šroubový spoj z hlediska statické bezpečnosti vyhovuje.

Tato kontrola vychází z představy, že se zatížení rozloží rovnoměrně po celé závitové ploše. Rozložení zatížení ale ve skutečnosti odpovídá obr. 44.



obr. 44.: Skutečný průběh rozložení tlaku po nosných závitech[19]

3.6.2.2. Dynamická kontrola pevnosti šroubového spoje

Z dynamického hlediska se jedná o mívivé zatížení šroubu při uvedení šnekového dopravníku do chodu. Smykové zatížení vnesené do šroubu se při provozu nemění.

Pro pevnost šroubu $R_m = 800 \text{ N.mm}^{-2}$ odhadujeme mez únavy $\sigma_{c(-1)}$ při souměrně střídavém cyklu zatěžování na hodnotu 245 N.mm^{-2} a mez únavy $\sigma_{c(0)}$ při mívivém cyklu na hodnotu 510 N.mm^{-2} .

- Výpočet střední hodnoty vnitřní síly**

Střední hodnotu vnitřní síly působící na šroubové spojení vypočteme dle vztahu (127).

$$Q_{1m} = Q_0 + \frac{F_1}{2} \quad (127)$$

$$Q_{1m} = 23\,490,73 + \frac{28,56}{2} = 23\,505,01 \text{ N} \quad (128)$$

- Výpočet amplitudy síly vnitřního pulzujícího cyklu**

Dle vztahu (129) vypočteme hodnotu amplitudy zatěžující síly vnitřního pulzujícího cyklu.

$$Q_{1a} = \frac{F_1}{2} \quad (129)$$

$$Q_{1a} = \frac{28,56}{2} = 14,28 \text{ N} \quad (130)$$

- Výpočet napětí od montážního předpětí**

Vztah (131) použijeme pro výpočet velikosti napětí od montážního předpětí.

$$\sigma_{Q_0} = \frac{Q_0}{S_3} \quad (131)$$

$$\sigma_{Q_0} = \frac{23\,490,73}{\pi \cdot 8,160^2} = 449,19 \text{ N.mm}^{-2} \quad (132)$$

- Výpočet střední hodnoty napětí pulzujícího cyklu**

Střední hodnotu napětí pulzujícího zatěžovacího cyklu zjistíme dosazením příslušných hodnot do vztahu (133).

$$\sigma_m = \frac{Q_{1m}}{S_3} \quad (133)$$

$$\sigma_m = \frac{23\,505,014}{\pi \cdot 8,160^2} = 449,46 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (134)$$

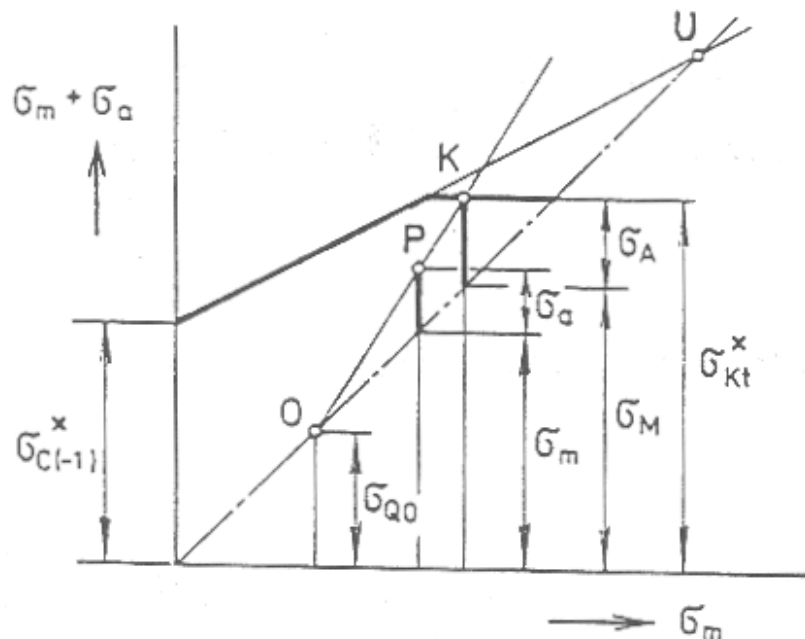
• Výpočet amplitudy vnitřního pulzujícího cyklu

Dle vztahu (135) určíme velikost amplitudy vnitřního pulzujícího cyklu.

$$\sigma_a = \frac{Q_{1a}}{S_3} \quad (135)$$

$$\sigma_a = \frac{14,284}{\pi \cdot 8,160^2} = 0,27 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (136)$$

Pro určení součinitele dynamické bezpečnosti šroubu k_σ budeme vycházet ze Smithova (Smyčkového) diagramu, který bude sestrojen pro použitý typ oceli, viz obr. 45.



obr. 45.: Smithův (Smyčkový) diagram[19]

• Výpočet meze únavy pro souměrně střídavý cyklus součásti s vrubem

Mez únavy pro souměrně střídavý cyklus pro součást s vrubem vypočteme dosazením příslušných hodnot do vztahu (137) viz níže.

$$\sigma_{c(-1)}^* = \frac{\sigma_{c(-1)}}{\Phi} \quad (137)$$

Celkový součinitel snížení meze únavy Φ byl odhadnut jako hodnota 5.

$$\sigma_{c(-1)}^* = \frac{245}{5} = 49 \text{ N.mm}^{-2} \quad (138)$$

- Výpočet součinitele sbíhavosti**

Hodnotu součinitele sbíhavosti vypočteme dle vztahů (139) a (141).

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot R_M \cdot 10^{-4} \quad (139)$$

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 800 \cdot 10^{-4} = 0,18 \quad (140)$$

$$\psi_{\sigma}^* = \frac{\psi_{\sigma}}{\Phi} \quad (141)$$

$$\psi_{\sigma}^* = \frac{0,18}{5} = 0,036 \quad (142)$$

- Výpočet dynamického součinitele bezpečnosti**

Dynamický součinitel bezpečnosti zjistíme dosazením výše vypočtených hodnot do vztahu (143).

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{c(-1)}^* - \psi_{\sigma}^* \cdot \sigma_{Q0}}{\sigma_a + \psi_{\sigma}^* \cdot (\sigma_m - \sigma_{Q0})} \quad (143)$$

$$k_{\sigma} = \frac{49 - 0,036 \cdot 449,19}{0,27 + 0,036 \cdot (449,46 - 449,19)} = 117,36 \quad (144)$$

- Výpočet meze kluzu ve smyku**

Velikost meze kluzu ve smyku je odvozena z hodnoty smluvní meze kluzu v tahu dle vztahu (145).

$$\tau_{ks} = \frac{R_{p0,2}}{\sqrt{3}} \quad (145)$$

$$\tau_{ks} = 0,58 \cdot 640 = 371,2 \text{ N.mm}^{-2} \quad (146)$$

- Výpočet bezpečnosti ve smyku**

Bezpečnost ve smyku vypočteme dosazením výše vypočtených hodnot do vztahu (147). Hodnota smykového napětí τ_s vychází ze vztahu (117),

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{ks}}{\tau_s} \quad (147)$$

$$k_{\tau} = \frac{371,2}{215,39} = 1,72 \quad (148)$$

- **Výpočet výsledné hodnoty součinitele dynamické bezpečnosti**

Výslednou hodnotu součinitele dynamické bezpečnosti šroubu pro kombinaci pulzujícího tahového napětí a statického smykového napětí vypočteme dle vztahu (149).

$$k_{dyn} = k_{\sigma} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k_{\tau}}\right)^2} \quad (149)$$

$$k_{dyn} = 117,36 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{1,72}\right)^2} = 95,49 \quad (150)$$

S ohledem na vypočtenou hodnotu výsledné dynamické bezpečnosti vzhledem k trvalé únavové pevnosti při kombinovaném zatížení šroubu můžeme konstatovat, že navržený předepjatý šroubový spoj z hlediska únavové pevnosti vyhovuje a je značně předimenzován. Vzhledem k tomuto faktu bychom mohli zvolit menší průměr šroubu, ale museli bychom poté například zvětšit výšku matice, aby nám vyšla bezpečnost statická.

3.7. Hřídele šneku

V předchozích kapitolách jsme vypočetli všechny důležité rozměry a parametry, které musí šnekový dopravník obsahovat na základě zadaných hodnot. V tomto momentě již známe finální podobu šneku. Nyní je důležité navrhnout uložení výše uvedeného šneku.

Jelikož chceme, aby byl šnek uložen v ložiscích, která budou absorbovat axiální a radiální zatížení šneku, je třeba navrhnout jak vstupní, tak výstupní hřídele tak, aby na ně bylo možné umístit výše zmíněná ložiska.

Na trubku, kterou je tvořena středová osa šneku, bychom těžko umisťovali ložiska vzhledem k požadavkům na jejich uložení a potřebná osazení. Z tohoto důvodu jsme zvolili přírubové spojení mezi šnekem a vstupním, potažmo výstupním, hřídelem, který bude plný. Příruby, které budou na hřídele přivařeny, budou také opatřeny trojúhelníkovými výztuhami pro zvýšení vzájemné pevnosti.

Dalším důležitým faktorem, proč jsme zvolili přivařené příruby spojené šroubovým spojem, je možnost rozebrání tohoto celku na tři dílčí části. Tento fakt je důležitý zejména z ekonomického hlediska. V momentě, kdy se opotřebují listy šnekovnice, nemusíme měnit celý šnek včetně vstupního a výstupního hřídele.

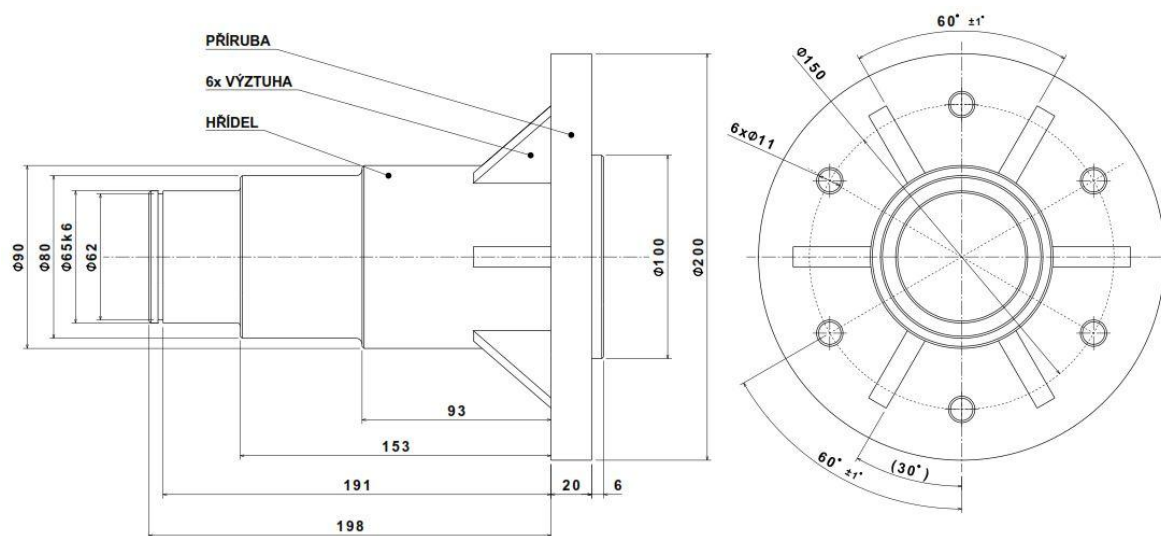
Opotřebovaný šnek odmontujeme od obou hřídelů, nahradíme novým nebo opraveným a můžeme pokračovat v dopravě.

Toto řešení nám v budoucnu ušetří náklady na opravy a také čas, který bude k opravě potřeba. S tímto řešením se zkracují délky odstávek, kdy se každá hodina odstávky elektrárny může v nákladech příslušné elektrárny vyšplhat k desítkám až stovkám tisíc korun.

V tomto případě bude pro výměnu šneku postačující pouze klíč příslušné velikosti a dva pracovníci, kteří šnek vyjmou z koryta a namontují nový. Nemusíme rozebírat ložiskové domky ani měnit jejich těsnění.

3.7.1. Výstupní hřídel

Výstupní hřídel můžeme vidět na obr. 46 i s některými základními rozměry. Obě příruby budou spojeny šesti šroubovými spoji a to lícovanými šrouby M10 se šestihrannou hlavou spolu se šestihrannými maticemi.



obr. 46.: Tvar výstupního hřídele

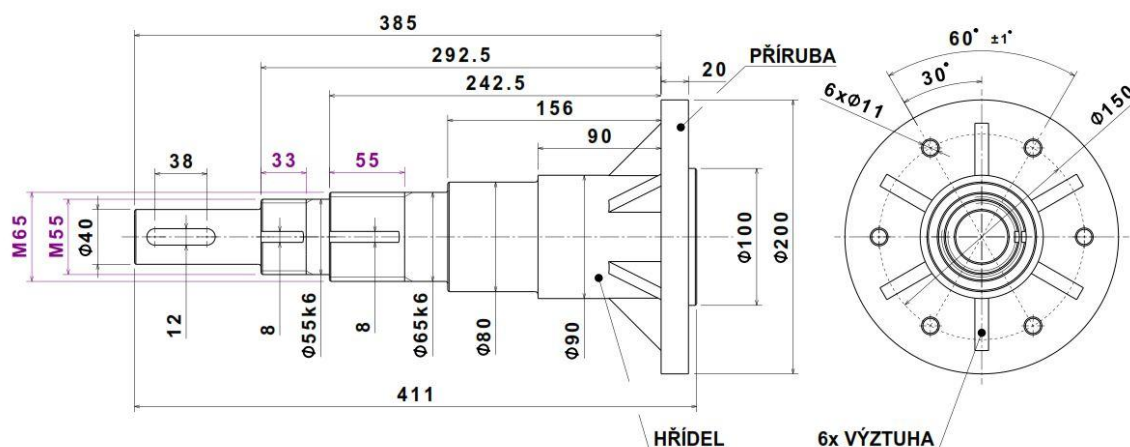
Průměr 100 mm na pravé straně příruby slouží ke vzájemnému vystředění výstupního hřídele a šneku. Na průměru o velikosti 80 mm bude umístěn V – kroužek, který zabraňuje vstupu hrubých nečistot do prostoru ložiskového domku. Průměr 65 mm s tolerancí k6 bude sloužit jako dosedací plocha radiálního dvouřadého naklápěcího ložiska, které bude volně uloženo a pojištěno proti uvolnění pojistným kroužkem, který bude umístěn ve znázorněné drážce.

3.7.2. Vstupní hřídel

Vstupní hřídel šneku bude značně složitější na výrobu než hřídel výstupní. Tento hřídel musí být schopen přenášet krouticí moment z motoru přes spojku na šnek. Dále budou na tento hřídel uloženy dva typy ložisek: radiální soudečkové ložisko a axiální dvouřadé kuličkové ložisko.

Aby hřídel splňoval výše uvedené požadavky, musí k tomu být konstrukčně uzpůsoben. Na obr. 47 můžeme vidět finální podobu tohoto hřídele.

Stejně jako v případě výstupního hřídele je třeba různých osazení na hřídeli pro správné uložení ložisek. Z tohoto důvodu opět volíme přírubové spojení mezi šnekem a vstupním plným hřídelem. Přivařená příruba bude opět opatřena trojúhelníkovými výztuhami pro zlepšení pevnostních vlastností.



obr. 47.: Tvar vstupního hřídele

Průměr 100 mm slouží opět k vystředění vzhledem ke šneku. Na průměru 80 mm bude umístěn V – kroužek s krycím plechem, který bude sloužit jako primární těsnění ložiskového domku.

Dvouřadé soudečkové ložisko bude umístěno na průměru 65 mm s tolerancí $k6$ a následně zajištěno hřídelovou maticí. Střední kroužek dvouřadého obousměrného axiálního ložiska bude mít dosedací plochu na průměru 55 mm s tolerancí opět $k6$. Vnitřní (středový) kroužek bude zajištěn hřídelovou maticí přes distanční kroužek a následně speciální vložkou v ložiskovém domku.

Ložiskový domek a veškeré komponenty, které slouží k axiálnímu zajištění příslušných ložisek, si rozebereme v samostatné kapitole 3.9.2.

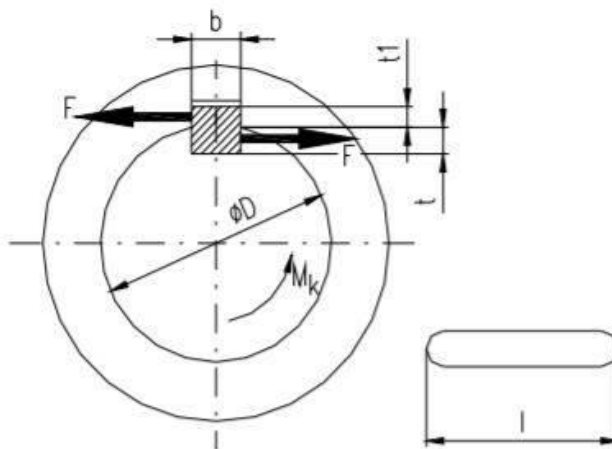
Koncový průměr 40 mm s drážkou pro pero bude sloužit k propojení vstupního hřídele se spojkou, která přenáší krouticí moment z motoru na šnek. Těsné pero musíme vzhledem k použitelnosti zkontrolovat na otláčení.

Spojení mezi spojkou (nábojem) a hřídelem motoru bude provedeno opět pomocí pera. Toto pero je také třeba zkontrolovat na otláčení, viz následující kapitola.

3.7.2.1. Kontrola těsných per na otláčení

Pro přenos krouticího momentu mezi elektromotorem a vstupním hřídelem použijeme pružnou spojkou, která bude zakoupena bez vrtání. Kvůli velkému rozdílu průměrů mezi vstupním hřídelem a hřídelem motoru vytvoříme vrtání v závislosti na průměrech obou hřídelů.

Pro přenesení krouticího momentu mezi oběma hřídeli a spojkou použijeme spojení pomocí pera. Abychom mohli zvolená pera použít, musíme provést kontrolu na otláčení (obr. 48).



obr. 48.: Schéma výpočtu kontroly pera na otláčení [21]

- Pero mezi hřídelem motoru a spojkou

Na hřídel motoru o průměru 25 mm použijeme pero označení 8e7 x 7 x 50, dle ČSN 02 2562 a níže zkontrolujeme na otláčení dle vztahu (151), kde jako maximální dovolený tlak $p_D = 110 \text{ MPa}$ a $l_a = l - b$:

$$p = \frac{4 \cdot M_K}{d_h \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad (151)$$

$$p_1 = \frac{4.199}{0,025 \cdot 0,007 \cdot 0,042} = 108,30 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa} \quad (152)$$

• Pero mezi vstupním hřídelem a spojkou

Pro spojení spojky se vstupním hřídelem šneku použijeme pero označení 12e7 x 8 x 40ČSN 02 2562 a opět zkontrolujeme zvolené pero na otláčení dle vztahu (153) vzhledem ke stejnému dovolenému tlaku 110 MPa.

$$p_2 = \frac{4.199}{0,04.0,008.0,028} = 88,84 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa} \quad (153)$$

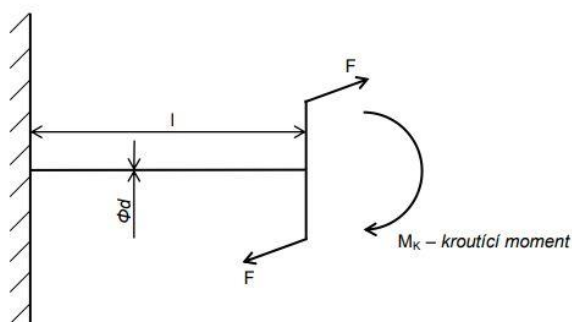
Z výsledků vypočtených výše můžeme vidět, že obě pera vyhovují z hlediska otláčení, takže mohou být v našem dopravníku použita.

Pro případ, že bychom potřebovali vyšší bezpečnost u pera, které spojuje hřídel motoru a spojku, museli bychom prodloužit délku pera např. na 55 ÷ 60 mm. Je zde ale k zvážení fakt, že by se musela upravovat drážka pro pero, která je již v hřídeli motoru vyfrézována.

3.7.2.2. Kontrola vstupního hřídele na krut

Abychom mohli tento hřídel použít na přenos kroutícího momentu z motoru na šnek, je potřeba provést kontrolu na krut. Kritickým místem, kde by mohlo dojít k porušení hřídele, na základě zatížení na krut, je přechod z průměru 40 mm na průměr hřídele o velikosti 55 mm. Jako materiál volíme konstrukční ocel S355 J2 + N.

Ve své podstatě je tato úloha z prvopočátku staticky neurčitá. Abychom mohli provést kontrolu na krut, je třeba tuto úlohu převést na úlohu staticky určitou. Tuto úpravu provedeme tak, že místo přechodu mezi průměry 40 mm a 50 mm, nahradíme vetknutím, viz obr. 49. Dále budeme postupovat standardně ve výpočtu staticky určité úlohy, při které budeme vycházet z předpokladu, že natočení v místě vetknutí je nulové.



obr. 49.: Schéma zatížení hřídele na krut [19]

Krouticí moment, který přivádíme na vstupní hřídel je 199 Nm . Dovolené napětí v krutu τ_{Dk} pro konstrukční ocel je dle [8], str. 55, v rozmezí $65 \div 105 \text{ N.mm}^{-2}$.

V prvním kroku určíme průřezový modul dle vztahu (154):

$$W_K = \frac{\pi \cdot d_k^3}{16} \quad (154)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot 0,04^3}{16} = 12,57 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (155)$$

Dalším krokem bude výpočet velikosti napětí v krutu dle vzorce (156):

$$\tau_k = \frac{M_K}{W_K} \quad (156)$$

$$\tau_k = \frac{199}{12,57 \cdot 10^{-6}} = 15,84 \text{ N.mm}^{-2} \quad (157)$$

Maximální napětí v krutu námi zvoleného hřídele bude $15,84 \text{ N.mm}^{-2}$. Z pevnostní podmínky dle vztahu (158) si ověříme, zda dojde k poškození materiálu. Jako dovolené napětí v krutu zvolíme střední hodnotu 80 N.mm^{-2} , protože dopravník bude zatěžován dynamicky s proměnným průtokem materiálu.

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \quad (158)$$

$$15,84 \text{ N.mm}^{-2} \leq 80 \text{ N.mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (159)$$

Podle výše uvedené nerovnosti dle vztahu (159) jsme zjistili, že tato hřídel vyhovuje z hlediska zatížení krutem. Nyní zbývá vypočítat bezpečnost, která je dána vztahem (160):

$$k_k = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} \quad (160)$$

$$k_k = \frac{80}{15,84} = 5,05 \quad (161)$$

Bezpečnost při zatížení hřídele na krut je 5,05. Na základě tohoto výsledku můžeme konstatovat, že tento hřídel vyhovuje, jelikož je větší než 1. Navržený hřídel může být v provozu použit.

3.7.2.3. Výpočet natočení vstupního hřídele

Pro představu, jak bude část hřídele s nejmenším průměrem vypadat, po zatížení příslušným krouticím momentem, můžeme spočítat natočení této části hřídele.

Výše zmíněné natočení hřídele vypočteme analyticky dle vzorce (162), kde budeme opět vycházet z obr. 49 pro staticky určitou úlohu s vetknutým hřídelem.

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l_h}{G \cdot J_p} \quad (162)$$

Nejdříve je však třeba vypočítat polární kvadratický moment plného hřídele ze vztahu (163).

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_k^4}{32} \quad (163)$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot 0,04^4}{32} = 25,12 \cdot 10^{-8} m^4 \quad (164)$$

Nyní již vypočteme natočení hřídele dosazením příslušných hodnot do vztahu (162):

$$\varphi = \frac{199,0,093}{81\,000\,000\,000 \cdot 25,12 \cdot 10^{-8}} = 0,0009 \text{ rad} \rightarrow 0,052^\circ \quad (165)$$

Pro lepší představivost jsme převedli výsledek natočení z radiánů na stupně dle vztahu (166):

$$\varphi[\text{rad}] \cdot \frac{180}{\pi} = \varphi[^\circ] \quad (166)$$

Můžeme vidět, že natočení, námi zvolené části hřídele na základě mezních pevnostních předpokladů, je velice malé. Z tohoto faktu můžeme opět usoudit, že tento hřídel bude dostačující vzhledem k zadaným a výše vypočteným hodnotám.

3.8. Volba ložisek

Pro bezproblémový chod šnekového dopravníku je třeba vybrat správná ložiska, dle zvolených (zadaných) parametrů. Mezi hlavní výpočetní parametry ložisek se řadí váha šneku (radiální síla kterou šnek působí na ložiska), axiální složka síly, která působí na šnek při dopravování materiálu, otáčky šneku a v neposlední řadě požadovaná minimální životnost ložisek.

Do hmotnosti šneku již zahrneme i příruby a vstupní i výstupní hřídele. Pro jednoduchost a přesnost výpočtu, do kterého zahrneme i díry pro šrouby, vybraní pro „nos“ hřídelových podložek a různá zkosení, použijeme pro výpočet celkové hmotnosti programu Catia V5. V tomto programu definujeme materiál daných součástí a následně, na základě známých objemů a hustoty zvoleného materiálu, necháme software spočítat hmotnosti jednotlivých součástí. Výsledné hmotnosti můžeme vidět v tab. 6.

tab. 6.: Hmotnosti jednotlivých částí šneku

Součást	Šnek	Vstupní hřídel	Výstupní hřídel
Hmotnost [kg]	231,95	13,75	16,73

Po sečtení hmotností všech výše uvedených součástí zjistíme, že celková hmotnost šneku, včetně jeho vstupního a výstupního hřídele bude 262,43 kg.

Ve chvíli, kdy známe hmotnost celé soustavy šneku, můžeme dle vztahu (167) vypočítat celkové radiální zatížení, kterému budou zvolená ložiska zatížena.

$$F_{rc} = m_{cš} \cdot g \quad (167)$$

$$F_{rc} = 262,43 \cdot 9,81 = 2\,574,44 \text{ N} \quad (168)$$

Pro následující výpočty budeme předpokládat, že se toto radiální zatížení rozloží rovnoměrně mezi obě podpory. Pro zatížení jednotlivých ložisek budeme tedy počítat s hodnotou $F_r = F_{rc}/2$.

3.8.1. Ložisko výstupního hřídele

Na volném konci šneku jsme, vzhledem k nízkým požadavkům na únosnost a nepotřebu zachycení axiálních sil, zvolili dvouřadé naklápěcí ložisko označení 2213 od firmy ZKL.

• Dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko

Dvouřadá naklápěcí kuličková ložiska vyrovnávají statické a dynamické nesouososti a zároveň mají vynikající výkonnost při vysokých otáčkách. Jejich menší tření jim umožňuje chladnější chod oproti ostatním typům valivých ložisek. Teplota ložiska je díky menšímu vývinu tepla nižší, což má za následek delší

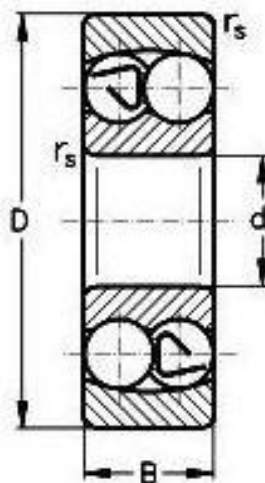
provozní trvanlivost a intervaly údržby. Daná ložiska mají malé požadavky na minimální zatížení a mohou také snížit hlučnost a vibrace zařízení.[22]

Tab. 7 obsahuje základní parametry výše zmíněného ložiska.

tab. 7.: Parametry dvouřadého naklápěcího ložiska

Hlavní rozměry				Základní únosnost	
d	D	B	r	Dynamická (Cr)	Statická (Cor)
mm				kN	
65	120	31	1,5	44,91	16,5

Na obr. 50 můžeme vidět konstrukci a základní rozměry námi zvoleného dvouřadého naklápěcího kuličkového ložiska.



obr. 50.: Dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko[22]

Abychom zjistili, jestli je možné dané ložisko použít do provozu, spočítáme jeho životnost dle vztahu (169):

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (169)$$

Pro výpočet ekvivalentního statického zatížení vycházíme ze vztahu (170). Výsledek této rovnice dále použijeme k výpočtu trvanlivosti ložiska.

$$P_r = Y_1 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (170)$$

Po dosazení do vztahu (170):

$$P_r = 1.1,29 + 0.0,56 = 1,29 \text{ kN} \quad (171)$$

Nyní dosadíme všechny příslušné hodnoty do vztahu (169) a zjistíme trvanlivost zvoleného ložiska.

$$L_{10h} = \left(\frac{44,91}{1,29}\right)^3 + \frac{10^6}{60 \cdot 106} = 42\,352,14 \text{ hod} \quad (172)$$

p - pro bodový styk kuličkových ložisek koeficient $p = 3$

Ložiska pro takovéto dopravníky se většinou dimenzují na životnost zhruba 20 000 hodin. Výsledná trvanlivost je více než 2 krát překročena oproti doporučené. Ložisko můžeme považovat za značně předimenzované, ale vzhledem ke konstrukčním požadavkům a velikosti jednotlivých dílů jsme byli nuceni takto velká ložiska použít. V konečném aspektu celého dopravníku není z ekonomického hlediska jehonákuptak velkou finanční zátěží na to, aby se musel celý dopravník konstrukčně upravovat.

3.8.2. Ložiska vstupního hřídele

Na straně šneku, kde se nachází motor s převodovkou, jsme za předpokladu většího namáhání a současnému zachytávání axiálních reakcí zvolili soudečkové ložisko označení 22313EMHD2 od firmy ZKL.

- **Dvouřadé soudečkové ložisko**

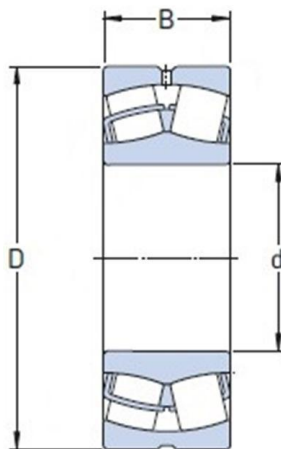
Soudečková ložiska mají dvě řady soudečků a společnou kulovou oběžnou dráhu. Tato ložiska jsou ze své podstaty naklápěcí a mohou tedy vyrovnávat nesouosost hřídele vzhledem k tělesu či průhyb hřídele. Zároveň jsou velice odolná a vzhledem k jejich konstrukčním vlastnostem je v podstatě nelze nahradit v mnoha uloženíh jinými typy.

V tab. 8 můžeme vidět základní parametry soudečkového ložiska, které dále použijeme na kontrolní výpočet životnosti. [23]

tab. 8.: Parametry soudečkového ložiska

Hlavní rozměry				Základní únosnost	
d	D	B	r	Dynamická (Cr)	Statická (Cor)
mm				kN	
65	140	48	2,1	329	351

Konstrukce a základní rozměry soudečkového ložiska můžeme vidět níže na obr. 51.



obr. 51.: Soudečkové ložisko[23]

Následným výpočtem ověříme životnost soudečkového ložiska. Postup je stejný jako v předchozím případě. Nejdříve rozhodneme nerovnost z rovnice (172) a podle výsledku budeme pokračovat dále ve výpočtech.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,56}{1,29} = 0,43 > e \quad (172)$$

V následujícím kroku porovnáme výsledek rovnice (172) s koeficientem $e = 0,34$ soudečkového ložiska. Podle nerovnosti $0,53 > 0,34$ můžeme dále pokračovat ve výpočtu trvanlivosti stejně, jako v předchozím případě při výpočtu kuličkového ložiska. Nejdříve dosadíme příslušné hodnoty do rovnice (170) a následně výslednou hodnotu dosadíme do rovnice (169):

$$P_r = 2.1,29 + 3.0,56 = 4,26 \text{ kN} \quad (173)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{329}{4,26} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60.106} = 303,99.10^6 \text{ hod} \quad (174)$$

p - pro čárový styk soudečkových ložisek se koeficient $p = 3,33$

Výsledná trvanlivost je značně předimenzovaná, jelikož se nyní pohybujeme v řádu stovek milionů hodin životnosti. Ložisko nepředstavuje žádnou enormní ekonomickou zátěž pro výrobu dopravníku, tudíž opět není potřeba celý dopravník nějak konstrukčně zmenšovat, či jinak upravovat. Je to způsobeno tím, že nechceme vytvářet extrémní rozdíly mezi následujícími průměry hřídele a s nimi spojená kritická místa z hlediska pevnosti součástí.

• Axiální obousměrné ložisko

Volba axiálního ložiska nebyla v tomto případě nezbytně nutná. Axiální síly v dopravníku jsou minimální a jejich reakce zvládne zachytit samotné soudečkové ložisko. Toto ložisko bylo zvoleno z důvodu možného dopravování jiného materiálu jako například kameniva, kde by při dopravě vznikaly poměrně větší axiální síly.

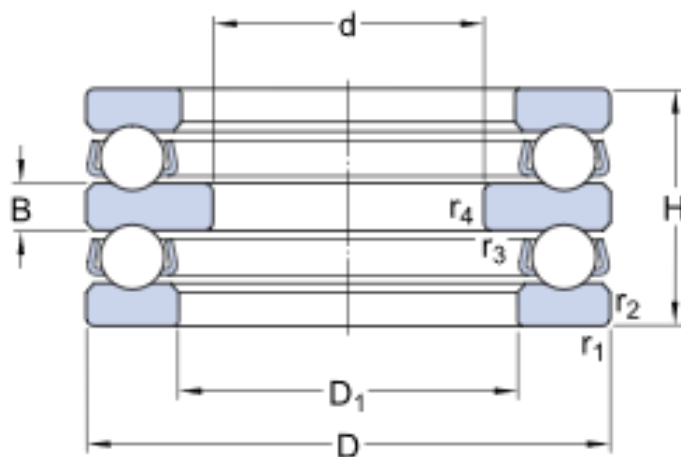
Obousměrné axiální dvouřadé kuličkové ložisko se skládá z jednoho hřídelového kroužku, dvou tělesových kroužků a dvou klecí s kuličkami. Je rozebíratelné, a tedy je montáž jednoduchá. Jednotlivé díly lze montovat samostatně. Ložisko tohoto typu může přenášet axiální zatížení působící v obou směrech a může tedy vést hřídel axiálně v obou směrech. Nesmí na něj působit žádné radiální zatížení.[24]

V tab. 9 můžeme opět vidět základní rozměry zvoleného ložiska dle průměru a jeho statickou i dynamickou únosnost.

tab. 9.: Parametry axiálního obousměrného ložiska

Hlavní rozměry				Základní únosnost	
d	D	H	r	Dynamická (Cr)	Statická (Cor)
mm				kN	
55	100	47	1	60,5	150

Na obr. 52 můžeme vidět zjednodušený obecný výkres axiálního obousměrného ložiska, na kterém jsou znázorněny jen jeho základní připojovací rozměry.



obr. 52.: Axiální obousměrné ložisko[24]

Výpočet trvanlivosti provedeme opět podle vztahu (169), do kterého dosadíme příslušné hodnoty z tab. 9a vypočtenou hodnotu ekvivalentního statického zatížení ze vztahu (170).

$$P_r = 0,129 + 1,056 = 0,56 \text{ kN} \quad (175)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{60,5}{0,56} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 106} = 198,26 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (176)$$

p - pro bodový styk kuličkových ložisek se koeficient $p = 3$

Stejně jako v předchozím případě vyšla trvanlivost obrovská. Zde je to způsobeno faktem, že ve skutečnosti, kdy není ložisko nezbytně nutné použít, jsme přesto zvolili cestu zapojení axiálního ložiska do chodu dopravníku.

3.9. Ložiskové domky

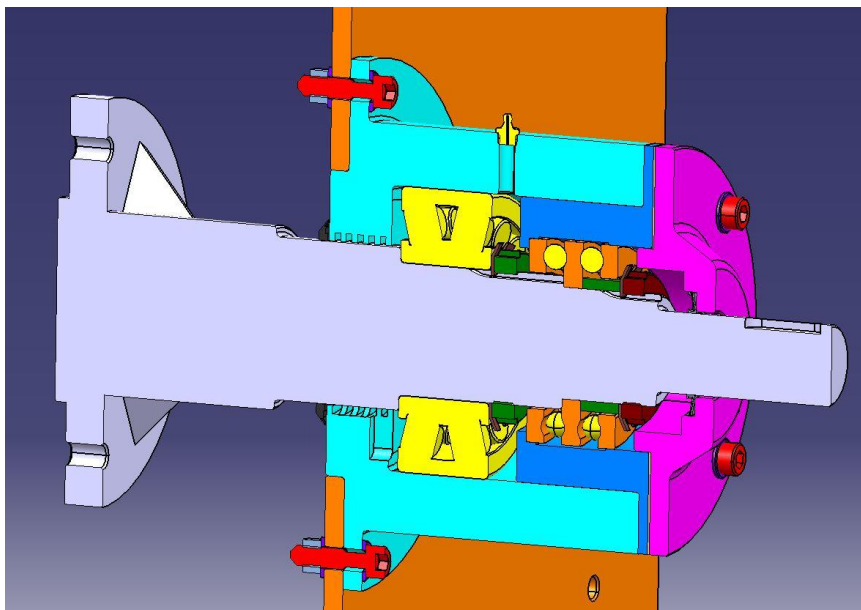
Jak bylo již výše řečeno, tak k oběma čelním plechům budou, pomocí šroubového spojení šesti matic a šroubů M10, připevněny ložiskové domky, které budou sloužit pro uložení ložisek. Součástí obou ložisek budou labyrintová těsnění vysoustružená v těle domku na průměru, kterým bude hřídel do domku šneku vstupovat. Oba domky budou opatřeny mazací hlavicí, která umožní přívod mazacího média do prostoru ložisek. Na obr. 53 a obr. 54 můžeme vidět řezy oběma domky v 3D modelu vytvořeném pomocí softwaru Catia V5.

- **Labyrintové těsnění**

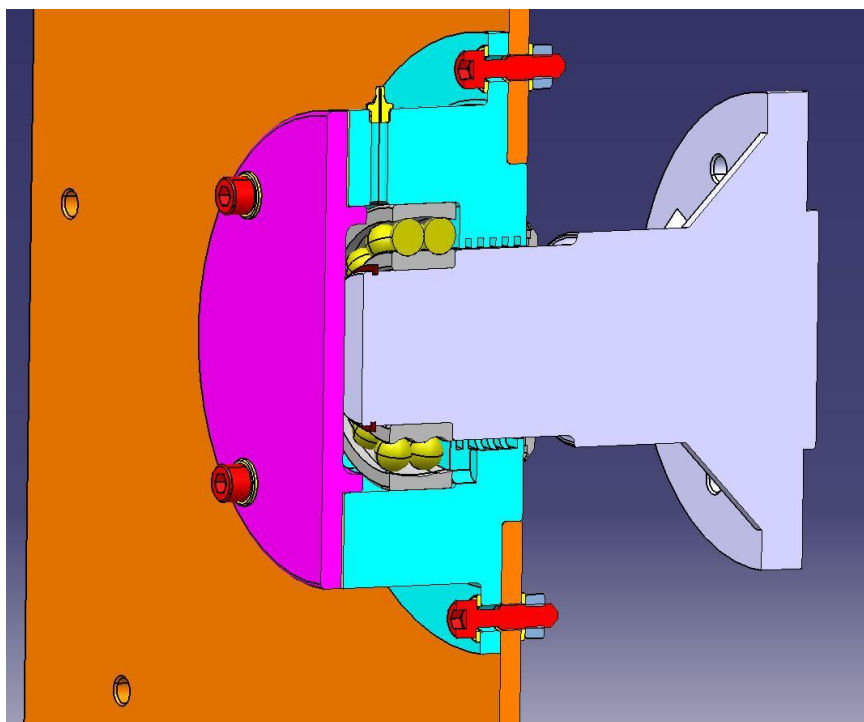
Labyrintové těsnění je tvořeno soustavou drobných kanálků, skrz které těsně (ale bezkontaktně) prochází hřídel. Vzhledem k povrchovému napětí tekutiny je tímto ztížen její průchod. V okamžiku, kdy se obě části začnou proti sobě rotačně pohybovat, dojde k vírovému pohybu tekutiny. Tekutina je díky tomu vytlačována do jedné strany. Tímto těsněním zabraňujeme výtoku mazacího média z ložiskového domku do prostoru dopravovaného materiálu.

- **V – kroužek**

Z druhé strany, ze směru dopravovaného materiálu do ložiskového domku, jsou jako těsnění použity V – kroužky s krycím plechem k zabránění vstupu nečistot do jeho prostoru.



obr. 53.: Řez 3D modelem ložiskového domku vstupního hřídele



obr. 54.: Řez 3D modelem ložiskového domku výstupního hřídele

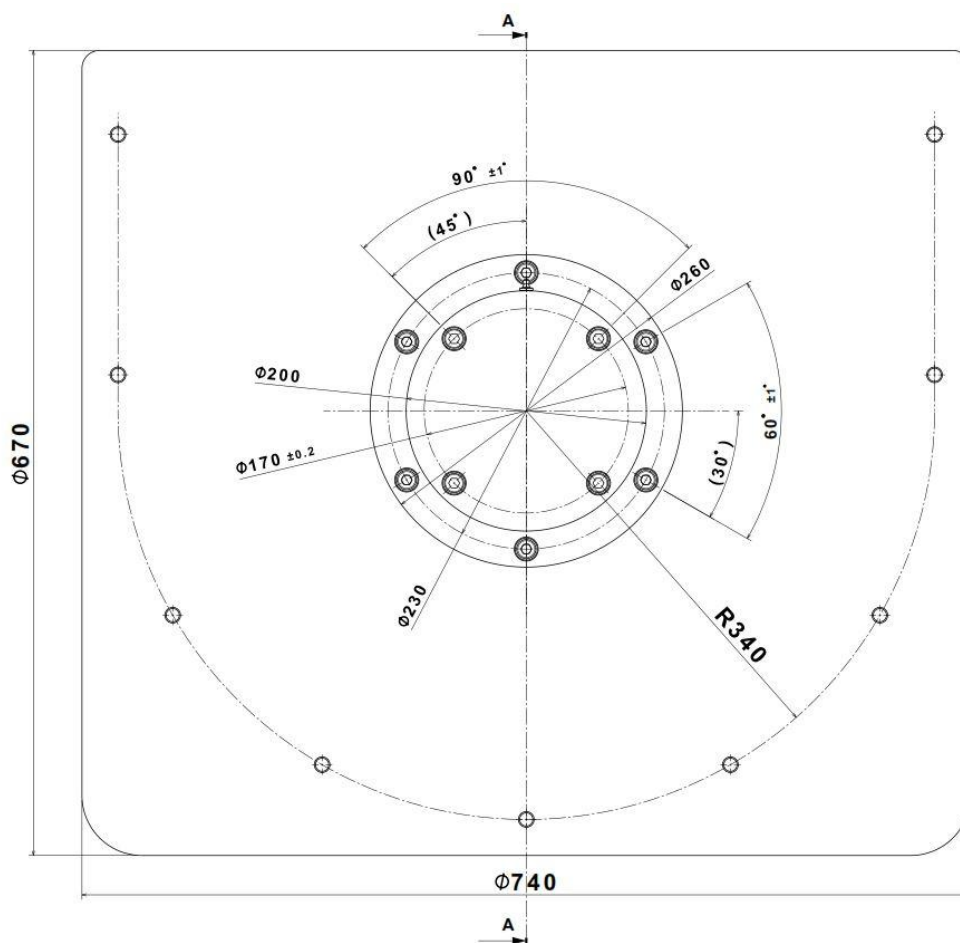
3.9.1. Uložení ložiska výstupního hřídele

Dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko s označením 2213 bude uloženo volně na průměru 65 mm s tolerancí $k6$ výstupního hřídele viz obr. 56. Při montáži bude na jedné straně doraženo na osazení hřídele a konec hřídele bude opatřen pojistným hřídelovým kroužkem. Daný kroužek bude v krajních případech zabráňovat sklouznutí ložiska z hřídele a případně následné poruše. Na straně

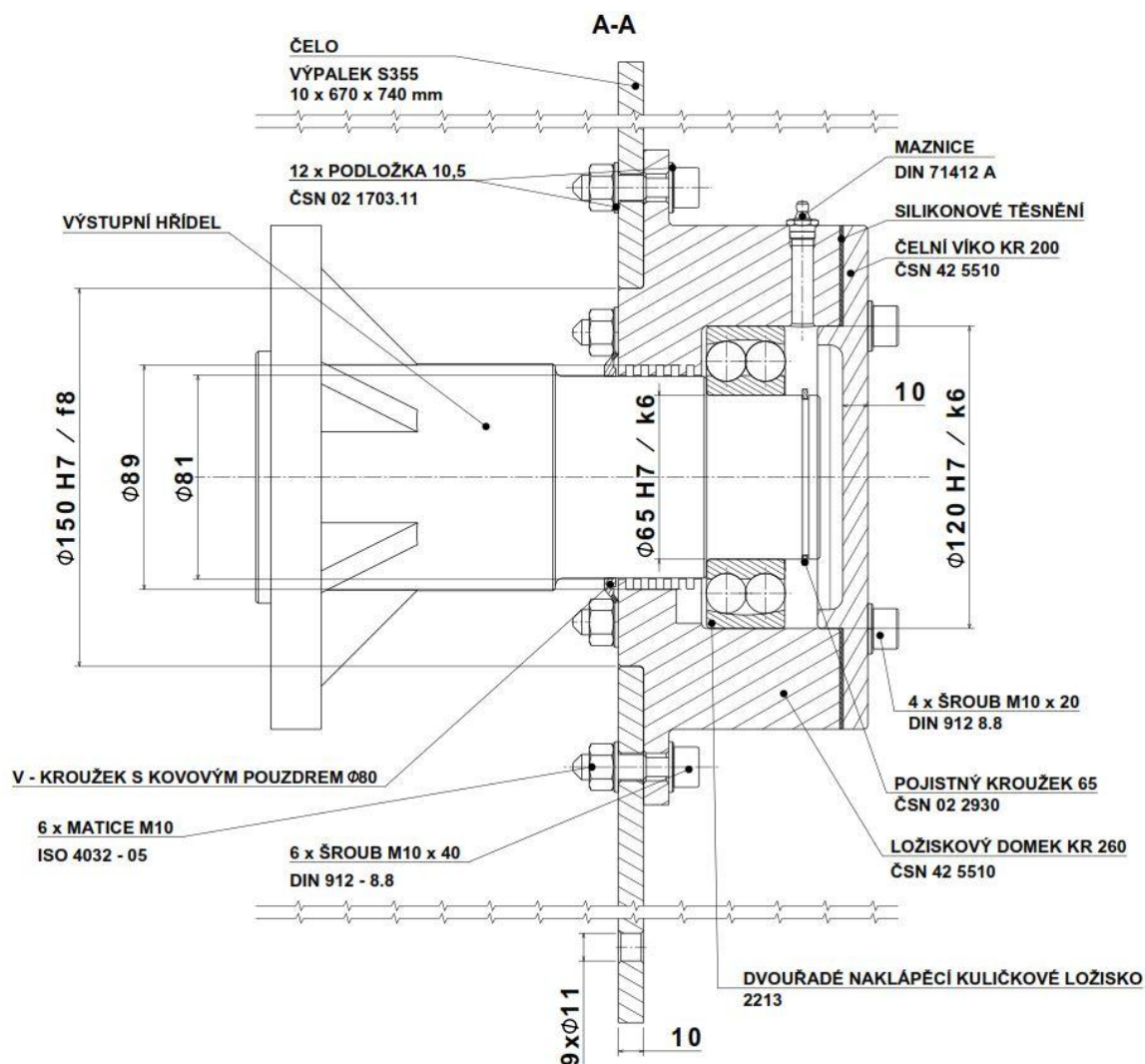
vstupního hřídele budou ložiska uložena pevně, tím pádem musíme na straně výstupního hřídele zvolit uložení volné.

Dalším z důvodů použití volného konce je tepelná dilatace. V případě, že by uvnitř dopravníku docházelo k teplotnímu nárůstu, tak by se začal šnek vlivem tepla roztahovat a mohl by poškodit jak ložiska, tak pojistný kroužek nebo by se vlivem vzpěru mohl začít ohýbat.

Dosedací plocha mezi čelním víkem a ložiskovým domkem bude opatřena silikonovým těsněním, které bude zabraňovat úniku maziva z domku.



obr. 55.: Čelní pohled ložiskového domku výstupního hřídele



obr. 56.: Řez výstupního ložiskového domku A-A v ose hřídele dle obr. 55

3.9.2. Uložení ložisek vstupního hřídele

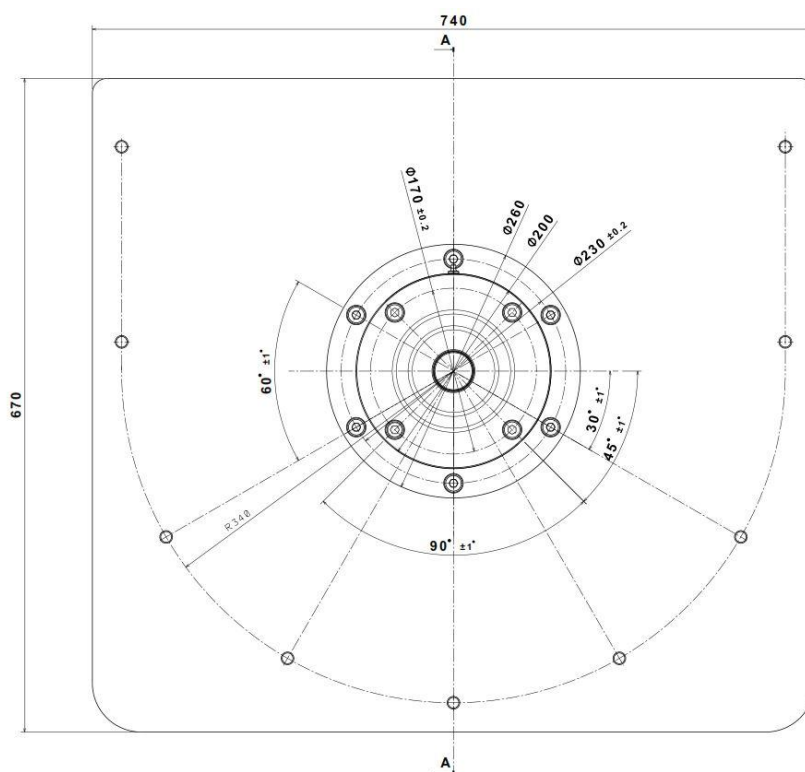
Jako první bude montováno soudečkové ložisko 22313EMHD2 na průměr 65 mm, kde z jedné strany bude doraženo na osazení na hřídeli. Z druhé strany bude vnitřní kroužek ložiska dotažen pomocí KM hřídelové matice. Vnější kroužek bude volně uložen, jelikož z podstaty konstrukce není třeba vnější kroužek pojišťovat proti rozložení, viz obr. 58.

Dalším komponentem, který bude do ložiskového domku namontován, bude speciální vložka, která obsahuje vnitřní osazení sloužící k opření vnějšího kroužku axiálního ložiska. Tímto opřením zajistíme ložisko axiálně, protože by bez zajištění obou vnějších kroužků nemohlo kvůli rozpadu fungovat. Dosedací plocha mezi axiální vložkou a domkem bude opatřena silikonovým těsněním proti úniku maziva ven z domku.

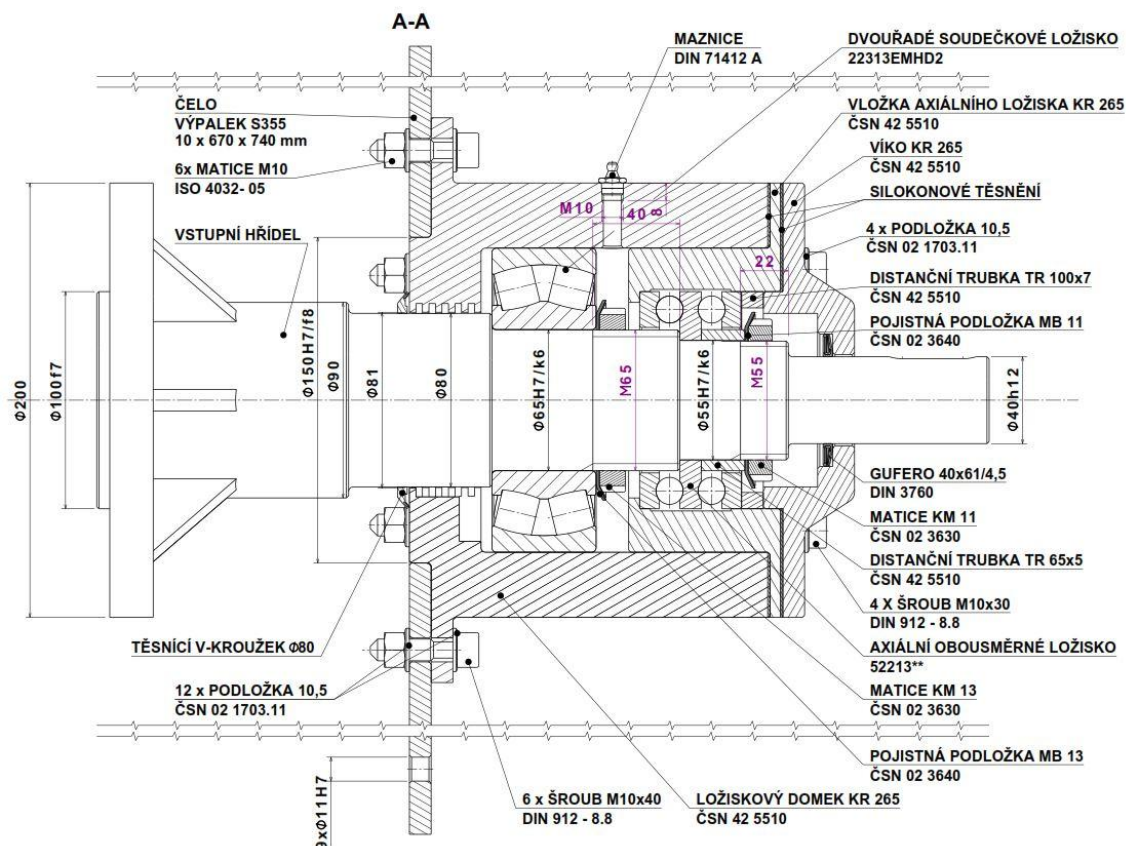
Vnitřní kroužek axiálního ložiska bude uložen na průměru 55 mm a zároveň bude doražen na osazení hřídele, kde začíná závit $M65$ pro matici $KM\ 13$. Doražení vnitřního kroužku bude zajištěno pomocí KM hřídelové matice, která bude axiálně pojišťovat kroužek přes distanční trubku o vnějším průměru 65 mm a tloušťce stěny 5 mm .

Dalším krokem je potřeba axiálního pojištění vnějších kroužků axiálního ložiska. K tomuto účelu nám bude sloužit víko domku spolu s distanční trubkou o vnějším průměru 100 mm a o tloušťce stěny 7 mm . Dle výsledných rozměrů bude distanční trubka opracována na požadovanou délku a vsazena do axiální vložky. Následně uzavřeme ložiskový domek víkem, ve kterém bude vloženo gufero pro utěsnění prostoru mezi hřídelem a vstupním otvorem víka do domku.

Pomocí čtyř šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem dotáhneme víko k ložiskovému domku a dosáhneme tak doražení distanční trubky k vnějšímu kroužku axiálního ložiska a kompletně zajistíme axiální ložisko proti axiálnímu posunutí. Dosedací plocha mezi víkem a axiální vložkou bude opatřena silikonovým těsněním, které opět zabráni úniku mazacího média ven z domku a případnému následnému zadření ložisek.



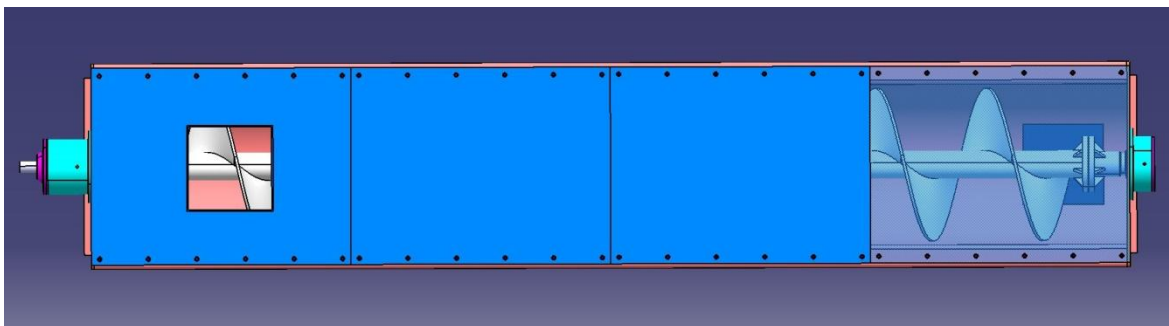
obr. 57.: Čelní pohled vstupního ložiskového domku



obr. 58.: Řez vstupního ložiskového domku A-A dle obr. 47

3.10. Horní víko šnekového dopravníku

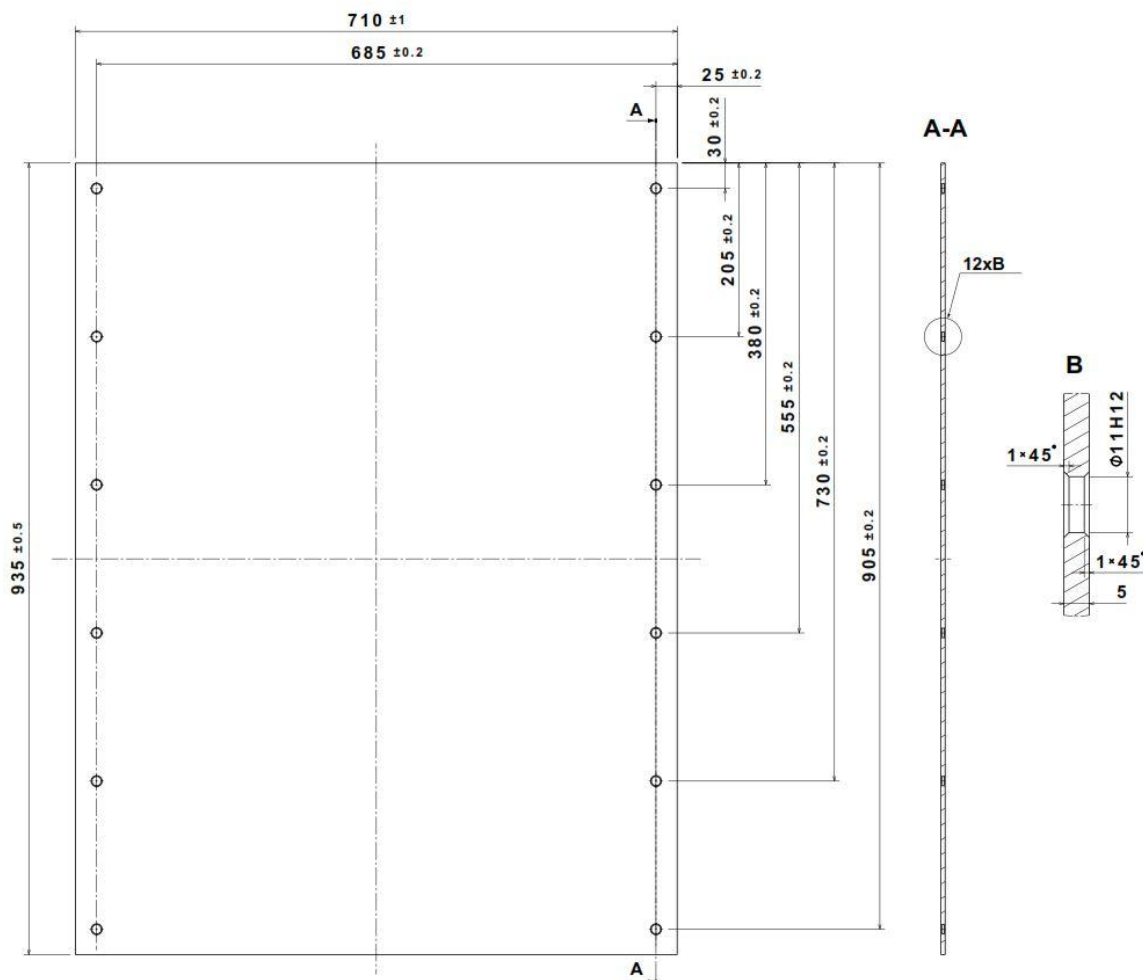
Z bezpečnostních důvodů a kvůli zabránění rozšiřování prachu z dřevní štěpky do okolí je nutné, aby byl žlab ve kterém se materiál dopravuje zakryt. Důvodem uzavření je také zabránění vniknutí cizích těles do prostoru dopravovaného materiálu a následnému možnému poškození dopravníku, viz obr. 59.



obr. 59.: Půdorys 3D pohledu

Pro uzavření šneku ve žlabu použijeme výpalky z plechu o tloušťce 5 mm a materiálu S355 J2 + N viz obr. 60. Plechy budou obsahovat šest děr pro šrouby M10

pro uchycení ke žlabu dopravníku. Žlab který bude opatřen příslušnými otvory pro šrouby. Šrouby budou ze spodní strany žlabu dotaženy pomocí šestihranné matice. Dosedací plocha mezi víkem a žlabem bude obsahovat gumové těsnění pro zabránění úniku prachových částic do okolí.



obr. 60.: Výkres víka šnekového dopravníku

Víko, které bude nejbližší ke straně pohonu, tím pádem na straně vstupu materiálu, bude opatřeno vstupním otvorem o rozměrech viz obr. 61. Skrz tento čtyřstěnný svařenec (násypku) bude přiváděn dopravovaný materiál do žlabu dopravníku.

4. Závěr

Cílem diplomové práce bylo, na základě zadaných vstupních parametrů, vytvoření 3D modelu funkčního šnekového dopravníku na dopravu dřevní štěpky do spalovacího kotle. Model byl tvořen pomocí software Catia V5 R21. Dílčím cílem práce byla simulace zatížení pomocí MKP analýzy v softwaru Abaqus.

Za účelem dosažení stanovených cílů byla práce rozdělena do dvou kapitol. V rámci teoretické části jsme se zabývali základním rozdělením šnekových dopravníků, jednotlivých částí dopravníku, dopravovanými materiály, základními výkonovými výpočty, výrobci a některými zajímavými patenty.

Mezi kritéria, podle kterých šnekové dopravníky rozdělujeme, patří směr dopravy, smysl stoupání, počet šneků a konstrukční uspořádání. Nejrozšířenějšími šnekovými dopravníky jsou pravotočivé šneky pro vodorovnou dopravu, uložené ve žlabu o tvaru písmene U.

Hlavními částmi dopravníku jsou šnek, žlab a pohon. Šnek se skládá z hřídele a listů šnekovnice. Hřídel se používá zejména plný nebo trubkový kruhového průřezu. Nejčastěji používaným provedením šnekovnic jsou šnekovnice plné, obvodové (pro dopravu tekoucích a lepkavých materiálů), lopatkové (pro promíchávání dopravovaného materiálu) a kuželové (pro různé speciální účely, kde většinou dopravujeme materiál choulostivý na stlačení). Nejpoužívanějším žlabem je žlab ve tvaru písmene U vyroben z plechu o tloušťce $3 \div 10 \text{ mm}$. Do žlabu je přiváděn materiál shora pomocí přiváděcích otvorů ve víku. V případě pohonů se nejčastěji používají převodové elektromotory, kde se hnací moment na hřídel šneku přenáší pomocí pružné spojky.

Mezi nejvýznamnější výrobce šnekových dopravníků v ČR patří společnosti: Preciz, s.r.o., m-tec CZ, s.r.o., Rataj, a.s., a UnionOcel, a.s.

V energetice, cementárnách a pískovnách se nejčastěji používají šnekové dopravníky s plnou středovou osou pro dopravu uhlí, dřevní štěpky, nadrcených nerostů, písku nebo stavebních směsí. V případě dopravy a dávkování sypkých materiálů, nebo potřeby důkladného promíchání směsi při dopravě, se používají spirální bezosé šnekové dopravníky. Tento typ dopravníku zároveň umožňuje v některých zvláštních případech dopravovat materiál do oblouku.

Teoretická část je zakončena výběrem několika zajímavých patentů, které se týkají dopravování pomocí šnekových dopravníků. Mezi tyto patenty patří šnekový dopravník s těsněním protitlaku, který umožňuje dopravovat látky do prostoru o vyšším tlaku než je tlak v prostoru pod šnekem. Dalším zmíněným patentem je šnekový dopravník k vynášení třísek z třískového prostoru obráběcích strojů, kde při jejich pracovním cyklu vzniká velké množství třískového odpadu, který padá přímo na šnek a řezná kapalina je odváděna děrovanou částí koryta šneku. Posledním zmíněným patentem je dopravník pro přesun sypkých radioaktivních materiálů dvou různě aktivních složek na jedno společné místo při oddělení aktivního prostoru od neaktivního.

V praktické části byl proveden kompletní návrh šnekového dopravníku na základě zadaných parametrů, mezi které patřil dopravovaný materiál, požadovaný dopravní výkon, dopravní délka a maximální frakce materiálu. Výsledný skutečný dopravní výkon, který závisí na vstupních parametrech a zvoleném velkém průměru šnekovnice, je $48\,009,22\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Vypočtený výkon je o $8\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ větší díky tomu splňuje požadavek ze zadání, kdy dopravní výkon musí být minimálně $40\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$.

Na základě následujících výpočtů byla za nosnou osu šneku zvolena bezešvá tažená trubka vnějšího průměru 100 mm o tloušťce stěny 8 mm z materiálu S235. Příkon elektromotoru při dopravní rychlosti $0,72\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je $1,18\text{ kW}$. Na základě zjištěného příkonu byl zvolen převodový motor od firmy SEW EURODRIVE o výkonu $2,2\text{ kW}$, s vstupním krouticím momentem $199\text{ N}\cdot\text{m}$ a výstupními otáčkami 106 min^{-1} .

Propojení šneka se vstupním a výstupním hřídelem bylo zajištěno pomocí přírub, které jsou spojeny šesti šroubovými spoji. Krouticí moment je z motoru na vstupní hřídel přenášen prostřednictvím pružné spojky.

Pro případ vyprázdněného zásobníku byl vypočten maximální ohybový moment šneka, který se přímo podílí na velikosti jeho maximálního průhybu. Při maximálním ohybovém momentu $882,22\text{ N}\cdot\text{m}$ bude maximální průhyb $2,05\text{ mm}$ s bezpečností 11,99.

Dalším důležitým výpočtem byla kontrola vstupního hřídele na krut, kde je v nejnejpříznivějším místě, při výsledném natočení o $0,052^\circ$, napětí v krutu rovno

$15,84 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Vzhledem k dovolenému napětí v krutu $80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ vychází součinitel bezpečnosti 5,05.

Co se týče žlabu dopravníku, tak byl zvolen žlab ve tvaru písmene U o tloušťce 10 mm převážně z tvrdonávarového kompozitního materiálu odolného vůči abrazi.

Čelní plech o tloušťce 10 mm , který slouží ke krytí čela dopravníku a uchycení ložiskových domků, musí pevnostně vyhovovat vzhledem k zatížení axiální silou o velikosti $560,23 \text{ N}$. Na tento pevnostní výpočet byla vytvořena simulace pomocí metody konečných prvků, díky které bylo zjištěno, že maximální průhyb tohoto plechu bude v horní části uprostřed a bude nabývat maximální hodnoty $0,02 \text{ mm}$.

Pro zajištění správného chodu dopravníku dle zvolených a vypočtených parametrů, se zvolila ložiska vstupního a výstupního hřídele, která budou uložena v ložiskových domcích, připevněných na čelním plechu.

Pro výstupní hřídel bylo navrženo dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko od firmy ZKL s výslednou životností $42\,352,14 \text{ hod}$, které bude na hřídeli uloženo volně, vzhledem k případným tepelným dilatacím. Pro vstupní hřídel se navrhla dvojice ložisek, která mají zachytit jak axiální, tak radiální reakce šneka. První, radiální dvouřadé soudečkové ložisko opět od firmy ZKL, bude pracovat s životností $303,99 \cdot 10^6 \text{ hod}$ a druhé, axiální obousměrné kuličkové ložisko od firmy SKF bude mít životnost $198,26 \cdot 10^6 \text{ hod}$. Tyto obrovské životnosti jsou způsobeny konstrukcí šneka, kde nám krouticí moment nepovolí velké skoky na osazení hřídelů.

Všechny uvedené výpočty sloužily především ke konstrukci 3D modelu, který je hlavní součástí diplomové práce. Model šnekového dopravníku nalezneme v příložených dokumentech. Zadavatel práci použil k tvorbě cenové nabídky a v případě objednání zákazníkem bude použita jako výchozí dokumentace pro výrobu dopravníku.

Použitá literatura

- [1] DRAŽAN, F. a kol. Teorie a stavba dopravníků.
- [2] HAS cz. Žlabové šnekové dopravníky z nerezové oceli. Has cz. [Online] <https://www.has.cz/produkty/snekove-dopravniky-elevatory-retezove-dopravniky/cx-zlabove-snekove-dopravniky-z-nerezove-oceli>.
- [3] TMT spol. s.r.o. Chrudim. Šnekové dopravníky. TMT. [Online] <http://www.tmt.cz/cz/snekove-dopravniky>.
- [4] m-tec CZ, s.r.o. Šnekové dopravníky. m-tec. [Online] <http://www.m-tec.cz/vyroby/dopravni-a-davkovaci-systemy/snekove-dopravniky/>.
- [5] DRAŽAN, František a JEŘÁBEK, Karel. Manipulace s materiálem. Praha : autor neznámý. Sv. 1. vydání.
- [6] Prokop a.s. Šnekový dopravník. Prokop a.s. [Online]
- [7] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno : VUT v Brně, 1988.
- [8] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky, druhé doplněné vydání. Úvaly : Albra - pedagogické nakladatelství, 2011. 978-80-7361-081-4.
- [9] LASKOWSKI, MAX a Georgie, JOHN. Rozvinuté součásti z plechu. Praha : autor neznámý, 1975. SNTL.
- [10] UnionOcel, s.r.o. UnionOcel, s.r.o. [Online] www.unionocel.com.
- [11] PRECIZ, S.R.O. PRECIZ o společnosti. PRECIZ. [Online] <http://preciz.cz/o-spolecnosti>.
- [12] RATAJ, a.s. Bezosé šnekové dopravníky. RATAJ. [Online] www.rataj.cz.
- [13] UnionOcel. Katalog sortimentu. 2014.
- [14] Triol CZ, a.s. Technologie na BPS. Triol. [Online] [Citace:] <http://www.triol.cz/technologie-na-bps>.
- [15] Databáze patentů Slovenska. SK Patents. [Online] <http://skpatents.com/4-243157-snekovy-dopravnik-s-tesnenim-protitlaku.html#text>.
- [16] ŘEHÁK, J. ing. Šnekový dopravník k vynášení třísek. 240571 1987.
- [17] VLASÁK, L. Šnekový dopravník pro dopravu sypkých radioaktivních materiálů. 240868 ČSR, 1988.
- [18] SEW EURODRIVE. SEW EURODRIVE COMPANY. SEW PRODUCTS. [Online] http://www.seweurodrive.com/adressen/country.php?land=Czech_Republic&kontinent=europe.
- [19] ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spojky a části spojovací. Praha : ČVUT, 2008.
- [20] BRIOL. Utahovací momenty šroubů. Web BRIOL spojovací materiály. [Online] <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>.
- [21] PALÁT, Hynek. Spojky hřídele s nábojem tvarovým stykem. Opava : Střední škola průmyslová a umělecká, 2012.

- [22] SKF CZ, a.s. Dvouřadá kuličková ložiska. SKF CZ, a.s. [Online]
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/double-row/index.html>.
- [23] —. Soudečková ložiska. SKF CZ, a.s. [Online]
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html>.
- [24] —. Axiální kuličková ložiska. SKF CZ. [Online]
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/index.html>.
- [25] MORAVEC, Adam. BIOM. [Online] 1 2015. <http://biom.cz/cz/odborne-clanky/davkovani-suche-biomasy-do-fermentacniho-procesu>.

Seznam obrázků

obr. 1.: Šnekový dopravník.....	3
obr. 2.: Typy šnekových dopravníků	4
obr. 3.: Stoupání šneku	4
obr. 4.: Šnekové pole se čtyřmi šneky	5
obr. 5.: Konstrukční uspořádání šnekového dopravníku	5
obr. 6.: Plná šnekovnice	6
obr. 7.: Obvodová šnekovnice	6
obr. 8.: Lopatková šnekovnice.....	7
obr. 9.: Kuželová šnekovnice.....	7
obr. 10.: Vodící podpěrná ložiska	8
obr. 11.: Excentrické uložení šneku ve žlabu	9
obr. 12.: Zakrytí žlabu šnekového dopravníku.....	9
obr. 13.: Převodovkový motor umístěn na čele dopravníku.....	10
obr. 14.: Zaplnění žlabu při různém součiniteli plnění	11
obr. 15.: Úhel stoupání šnekovnice	14
obr. 16.: Rozvinutý závit šnekovnice	15
obr. 17.: Tvrdonávarový plech Coroplate od firmy Unionocel.....	16
obr. 18.: Šneky vyrobené firmou Preciz.....	16
obr. 19.: Šnekový dopravník společnosti m-tec	17
obr. 20.: Bezosá plastová šnekovnice společnosti Rataj.....	17
obr. 21.: Šnek s plnou středovou osou	18
obr. 22.: Bezosý spirální dopravník	19
obr. 23.: Šnekový dopravník s těsněním protitlaku.....	21
obr. 24.: Nárys uspořádání dopravníku	23
obr. 25.: Bokorys uspořádání dopravníku.....	23
obr. 26.: Půdorys uspořádání dopravníku	23
obr. 27.: Podélný řez šnekovým dopravníkem.....	25
obr. 28.: Boční pohled šnekovnice	29
obr. 29.: Čelní pohled šnekovnice	29
obr. 30.: 3D model použitého elektromotoru.....	33
obr. 31.: Základní rozměry převodového motoru	34
obr. 32.: Navržený šnek	34
obr. 33.: Rozbor namáhání trubky šneku	38
obr. 34.: Staticky uvolněný prut	38

obr. 35.: Uvolněný stav prutu se zavedenou doplňkovou silou	41
obr. 36.: 3D model žlabu šnekového dopravníku	42
obr. 37.: Zjednodušený výkres žlabu dopravníku	43
obr. 38.: Výkres čelního plechu dopravníku	45
obr. 39.: Definice vetknutí v MKP softwaru Abaqus.....	46
obr. 40.: Zobrazení funkce coupling na 3D modelu ve výpočtovém softwaru Abaqus	46
obr. 41.: Zatížení čelního plechu axiální silou.....	47
obr. 42.: Grafické znázornění posuvů ve směru osy dopravníku.....	47
obr. 43.: Diagram síla - deformace (Rotscherův diagram).....	48
obr. 44.: Skutečný průběh rozložení tlaku po nosných závitech	55
obr. 45.: Smithův (Smyčkový) diagram.....	57
obr. 46.: Tvar výstupního hřídele.....	60
obr. 47.: Tvar vstupního hřídele.....	61
obr. 48.: Schéma výpočtu kontroly pera na otláčení.....	62
obr. 49.: Schéma zatížení hřídele na krut.....	63
obr. 50.: Dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko	67
obr. 51.: Soudečkové ložisko.....	69
obr. 52.: Axiální obousměrné ložisko	70
obr. 53.: Řez 3D modelem ložiskového domku vstupního hřídele	72
obr. 54.: Řez 3D modelem ložiskového domku výstupního hřídele	72
obr. 55.: Čelní pohled ložiskového domku výstupního hřídele.....	73
obr. 56.: Řez výstupního ložiskového domku A-A v ose hřídele dle obr. 55.....	74
obr. 57.: Čelní pohled vstupního ložiskového domku	75
obr. 58.: Řez vstupního ložiskového domku A-A dle obr. 47	76
obr. 59.: Půdorys 3D pohledu.....	76
obr. 60.: Výkres víka šnekového dopravníku.....	77
obr. 61.: Výkres víka šnekového dopravníku se vstupním otvorem.....	78

Seznam tabulek

tab. 1.: Součinitel plnění pro materiál	11
tab. 2.: Zadané parametry	26
tab. 3.: Hodnoty součinitele globálního odporu w	30
tab. 4.: Parametry asynchronního převodového elektromotoru	33
tab. 5.: Parametry šroubového spojení.....	49
tab. 6.: Hmotnosti jednotlivých částí šneku	66
tab. 7.: Parametry dvouřadého naklápěcího ložiska	67
tab. 8.: Parametry soudečkového ložiska	68
tab. 9.: Parametry axiálního obousměrného ložiska	70

Seznam příloh

Příloha 1: Sestavný výkres A0

Příloha 2: 3D model šnekového dopravníku